

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический

институт

Теплотехники и гидрогазодинамики

кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

_____ В.А. Кулагин
подпись инициалы, фамилия

« _____ » _____ 20 ____ г.

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

«Разработка эффективной конструкции

теплоутилизационного оборудования»

тема

13.04.01 – Теплоэнергетика и теплотехника

код и наименование направления

13.04.01.01 – Энергетика теплотехнологии

код и наименование магистерской программы

Научный руководитель

_____ профессор, д-р техн. наук
подпись, дата должность, ученая степень

А.П. Скуратов
инициалы, фамилия

Выпускник

подпись, дата

Е.Н. Нарчуганов
инициалы, фамилия

Рецензент

_____ профессор, д-р техн. наук
подпись, дата должность, ученая степень

Ю.Л. Липовка
инициалы, фамилия

Красноярск 2018

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	3
1 Повышение эффективности теплотехнологических процессов	
в промышленных печах.....	5
1.1 Способы использования вторичных энергетических ресурсов.....	5
1.2 Техничко-экономическая эффективность использования ВЭР.....	
1.3 Способы высокотемпературного подогрева воздуха	12
в промышленных печах.....	
1.4 Современные конструкции рекуператоров.....	20
1.5 Выводы и постановка задачи исследования.....	
2 Расчетное исследование тепломассопереноса в рекуператорах.....	26
2.1 Расчет передачи теплоты в рекуператорах.....	34
2.2 Интенсификация теплообмена в рекуператорах.....	36
2.3 Выводы по главе 2.....	36
3 Разработка конструкции промышленной печи с встроенным блочным	36
рекуператором.....	41
3.1 Блочный принцип конструирования струйного рекуператора	52
в промышленной печи.....	
3.2 Расчет блочных рекуператоров.....	
3.3 Сравнительная оценка эффективности работы рекуператора.....	54
3.4 Выводы по главе 3.....	
Заключение.....	54
Список использованных источников.....	58
	61
	64
	65
	68

ВВЕДЕНИЕ

Одними из наиболее крупных потребителей топлива в стране являются нагревательные и плавильные печи промышленных предприятий. Они, как правило, имеют низкий термический КПД, не превышающий 20-30 % вследствие большой потери тепла с отходящими продуктами сгорания, которые достигают 50-60 % от количества тепла, подводимого в печь.

Эффективным способом повышения технико-экономических показателей работы теплотехнологического оборудования является комплексное использование теплоты отходящих продуктов сгорания для энерготехнологических целей –вторичных энергоресурсов (ВЭР).

Технико-экономическое сравнение существующих схем энерготехнологического использования теплоты отходящих продуктов сгорания высокотемпературных промышленных печей показало преимущество схемы «печь - рекуператор» над схемой «печь – котел – утилизатор».

Возврат в печь части теплоты отходящих продуктов сгорания путем подогрева компонентов горения в рекуперативных устройствах является лучшим методом повышения термического КПД печей. Рекуперация тепла обеспечивает экономию топлива, способствует ускорению технологических процессов, расширяет возможности использования низкокалорийных топлив, вследствие повышения температуры горения топлива.

Задача повышения эффективности работы современных печных рекуператоров, создание новых, более эффективных и менее металлоемких конструкций в настоящее время актуальна в связи с острой необходимостью экономии топлива и металла.

Эффективность работы металлических рекуператоров можно повысить путем интенсификации в них процессов передачи теплоты. Однако задачу повышения тепловой эффективности рекуператоров нельзя рассматривать в отрыве от улучшения других технико-экономических показателей, таких, как компактность и технологичность изготовления, затраты энергии на перемещение воздуха и продуктов сгорания, расход жаростойких сталей

на изготовление, необходимость установки на печи дополнительного оборудования (например, дымососов).

В магистерской работе рассмотрены способы повышения технико-экономической эффективности высокотемпературного подогрева воздуха в промышленных печах. При рассмотрении современных конструкций рекуператоров проведен сравнительный анализ некоторых из существующих способов интенсификации теплообмена на воздушной стороне рекуператоров. Анализ литературных источников показал, что при направленном натекании потока воздуха на теплообменную поверхность интенсивность теплоотдачи увеличивается в 2...4 раза по сравнению с другими методами интенсификации теплообмена при одинаковых затратах энергии и равном подогреве воздуха.

Предложена конструкция рекуператора, основанная на блочном принципе построения его элементов в промышленной нагревательной печи.

1 Повышение эффективности тепловых процессов в промышленных печах

1.1 Способы использования вторичных энергетических ресурсов

Высокотемпературные теплотехнологические процессы приводят к относительно низкой эффективности использования топлива, а основная часть вносимой в процесс энергии уходит из технологии (установки) в виде энергетических отходов. Эти отходы, имеющие определенный энергетический потенциал (химически связанная теплота, физическая теплота, энергия избыточного давления или напора) и не используемые в технологических зонах установки, могут быть освоены для энергосбережения других установок (агрегатов) и рассматриваются как вторичные энергетические ресурсы (ВЭР). К ВЭР не относится химически связанная энергия продуктов топливopереработки (к примеру, коксовый, водяной и другие газы).

Основным признаком классификации ВЭР является вид энергии, которым обладает тот или иной отход производства или побочный продукт основной технологии. Согласно такой классификации, ВЭР делятся на три группы.

Горючие (топливные) ВЭР: доменный, ферросплавный и конверторные газы; щелока целлюлозно-бумажной промышленности; опилки, щепа и др. Топливным побочным продуктом, используемым как исходное топливо, служит обратный коксовый газ коксохимического производства, отходы производств химической и термохимической переработки углеводородного сырья (синтез-газ и др.)

Тепловые ВЭР: физическая теплота отходящих газов теплотехнологических установок; физическая теплота основной и побочной продукции и технологических отходов (например, теплота кускового материала обжиговых огнетехнических установок); теплота шлаков и золы.

ВЭР избыточного давления (напора): потенциальная энергия газов (доменный газ), жидкостей и сыпучих материалов, покидающих установку с избыточным давлением (напором).

ВЭР могут использоваться для удовлетворения потребностей в топливе (доменный газ) и энергии (выработки теплоты, электроэнергии, холода и механической работы).

Большинство тепловых ВЭР используется непосредственно, другие же – в утилизационных установках (рисунок 1).

Под выходом ВЭР понимают количество энергоресурсов, образующихся в данной огнетехнической установке за единицу времени. В самом общем случае выход ВЭР $Q_{вэр}$ находится из выражения

$$Q_{вэр} = P q_{вэр}, \quad (1.1)$$

где P – производительность установки по целевому продукту, кг/с; $q_{вэр}$ – удельный выход ВЭР, кДж/кг; $q_{вэр} = \Theta_{уд} I$; $\Theta_{уд}$ – удельное количество ВЭР, отнесенное к единице продукции, кг/кг (m^3); I – энергетический потенциал ВЭР, кДж/кг.

Для горючих ВЭР энергетический потенциал определяется их минимальной теплотой сгорания и находится в соответствии с элементарным составом $h = Q_{нвэр}^p$. Для тепловых ВЭР величина h отождествляется с их энтальпией; в случае ВЭР, представленных жидкими или твердыми энергоносителями (например, горячая вода, шлаки металлургического производства), можно записать:

$$h = c_p (T - T_0), \quad (1.2)$$

где c_p – весовая изобарная теплоемкость энергоносителя в интервале температур $(T - T_0)$, кДж/(кг·К); T, T_0 – соответственно температура теплоносителя на выходе из установки и окружающей среды. В случае тепловых газообразных ВЭР энергетический потенциал $h = \sum V_i c_{pi} (T - T_0)$.

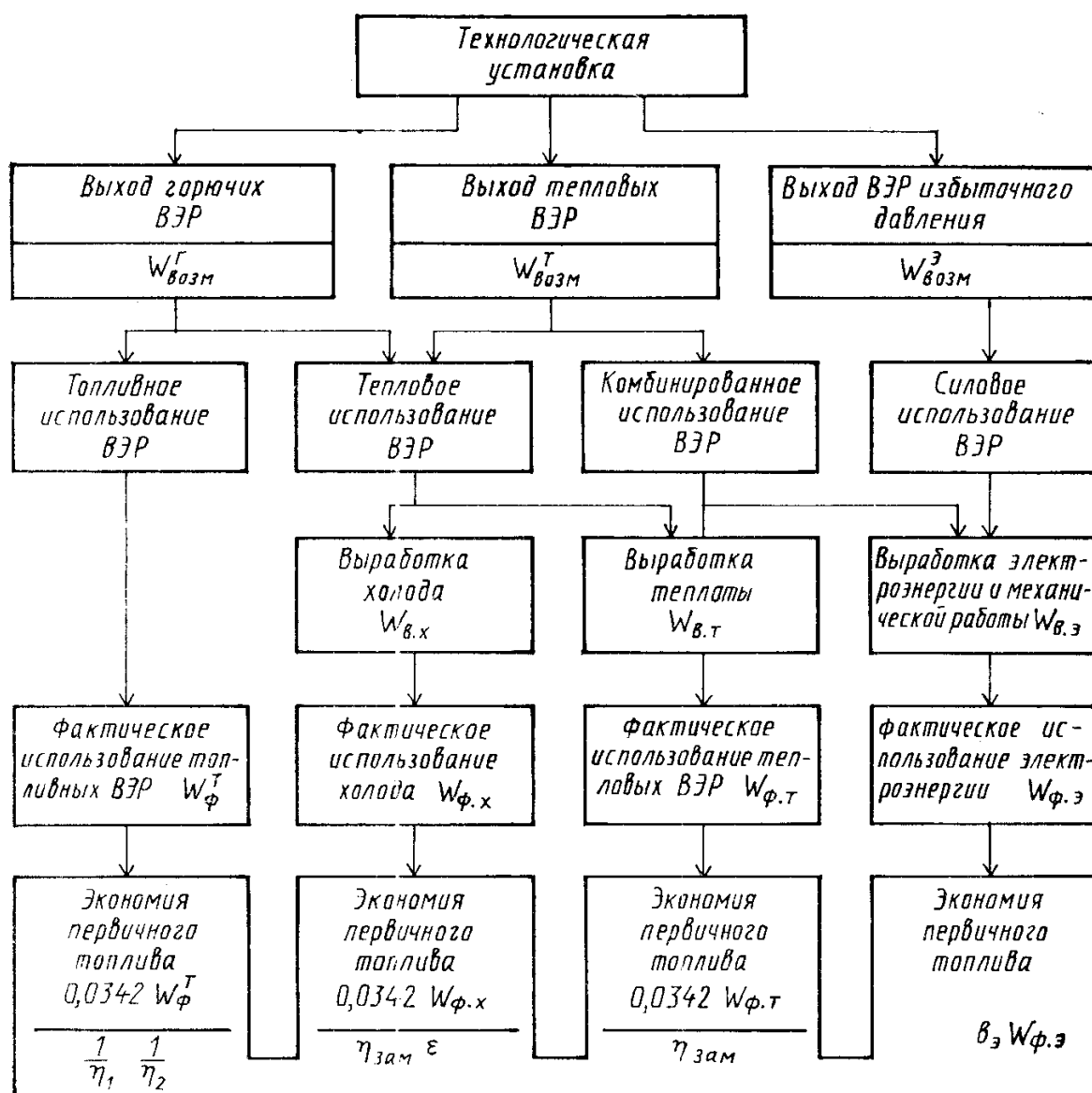


Рисунок 1 – Схема использования ВЭР теплотехнологического оборудования

Для ВЭР избыточного давления (напора) жидкого энергоносителя работа изэнтропийного расширения

$$l = 0,278(p_1 - p_2)/\rho \quad , \quad (1.3)$$

где p_1, p_2 – давление жидкого энергоносителя (ВЭР) соответственно на входе и выходе из утилизационной установки, МПа. Для газообразного энергоносителя

$$l = (h_1 - h_2)/3600 \quad , \quad (1.4)$$

где h_1, h_2 – энтальпии ВЭР давления или напора соответственно в начале и конце изоэнтропийного расширения:

$$h_2 = c_{p2} T_2; h_1 = c_{p1} T_1; T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}, \quad (1.5)$$

где c_{p1}, c_{p2} – истинные теплоемкости газов при температурах T_1 и T_2 .

Сопоставляя топливные балансы промышленных предприятий, наряду с часовым используют годовой выход ВЭР:

$$Q_{\text{вэр год}} = Q_{\text{вэр}} k_l, \quad (1.6)$$

где k_l – действительный фонд времени работы основного оборудования (коэффициент k_l выбирается из справочной литературы в зависимости от сменности предприятия, числа часов работы смены, а также характера производства). При двухсменной работе $k_l = 3890 \dots 7800$ ч.

На промышленных предприятиях, применяющих высокотемпературные теплотехнологические установки с внешним или комбинированным теплоиспользованием, довольно большая часть энергетических ресурсов высвобождается из топливно-энергетического баланса в результате использования ВЭР. Различают возможную, экономически целесообразную, планируемую и фактическую выработку.

Под возможной выработкой понимается максимальное количество тепла, холода, электроэнергии или механической работы, которое может быть получено за счет использования ВЭР в утилизационной установке.

Экономически целесообразная выработка $W_{\text{эк}}$ – это количество энергии, получение которой оправдано экономически. Всегда $W_{\text{эк}} < W_{\text{возм.}}$. Под фактической выработкой $W_{\text{ф}}$ понимают количество энергии, фактически полученное на действующих утилизационных установках за счет ВЭР в отчетный период: $W_{\text{ф}} \geq W_{\text{пл.}}$; $W_{\text{ф}} \leq W_{\text{пл.}}$.

Рассмотрим расчетные формулы для оценки возможной выработки энергии за счет ВЭР.

Возможная выработка теплоты в утилизационной установке

$$W_{\text{возм}}^T = P \Delta_{\text{уд}} (h_2 - h_1) \beta \eta_{\text{ym}} k_1 10^{-6} \text{ ГДж/год} , \quad (1.7)$$

где $\mathcal{E}_{уд}$ – удельная выработка теплоты за счет ВЭР, кДж/кг; h_1, h_2 – энтальпия ВЭР на входе и выходе из утилизационной установки, кДж/кг; β – коэффициент, учитывающий несоответствие режима и числа часов работы основного и утилизационного оборудования: $\beta = 0.95 \dots 0.8$; $\eta_{ум}$ – КПД утилизационной установки: $\eta_{ум} = 0.75 \dots 0.9$; k_1 – число часов использования ВЭР.

Оценка возможной выработки холода находится по выражению

$$W_{возм}^x = P \mathcal{E}_{уд} (h_1 - h_2) \beta \varepsilon k_1 10^{-6} \text{ ГДж/год} , \quad (1.8)$$

где $\mathcal{E}_{уд}$ – удельная выработка холода за счет ВЭР, кДж/кг; ε – холодильный коэффициент.

Возможная выработка электроэнергии в утилизационной газовой турбине за счет ВЭР избыточного давления и температуры доменного газа либо утилизационного пара

$$W_{возм}^э = P \mathcal{E}_{уд} l \eta_{oi} \eta_m \eta_g k_1 , \quad (1.9)$$

где $\mathcal{E}_{уд}$ – удельная выработка электроэнергии за счет ВЭР, кВт·ч/кг; $\eta_{oi}, \eta_m, \eta_g$ – соответственно относительный внутренний механический КПД турбины, а также КПД электрического генератора.

Формулу (1.9) можно представить в следующем виде:

$$W_{возм}^э = P \mathcal{E}_{уд} k_1 (h_1 - h_2) \eta_m \eta_g 10^{-6} \text{ млн. кВт ч/год} , \quad (1.10)$$

где $\mathcal{E}_{уд}$ – удельное количество утилизационного пара, кг/кг основной продукции.

Черная металлургия является наиболее энергоемкой отраслью страны, она расходует примерно 30 % всего органического топлива, потребляемого промышленными предприятиями.

Высокотемпературные теплотехнологические установки черной металлургии имеют низкий КПД и, следовательно, генерируют большое количество тепловых ВЭР и ВЭР давления. Так, $\eta_{техн}$ составляет, %: мартеновской печи 28...30, нагревательных колодцев обжимных станов – 30...32, методических нагревательных печей прокатных станов – 25...50.

Источниками ВЭР являются: топливные ВЭР – химическая теплота доменного газа (теплота сгорания доменного газа 3,6...4,6 МДж/м³, выход доменного газа

примерно 2500 м³/т чугуна); тепловые ВЭР – физическая теплота отходящих дымовых газов теплотехнологических установок, теплота охлаждения элементов печей, теплота основной продукции и технологических отходов (теплота жидкого чугуна, слитков, кокса, агломерата, шлаков); ВЭР избыточного давления – избыточное давление доменного газа составляет 0,25...0,4 МПа.

В процессе производства синтетических каучуков и спиртов, сажи и ряда нефтепродуктов образуется большое количество горючих и тепловых ВЭР.

Горючие ВЭР используются в качестве сырого топлива в высокотемпературных установках (разного рода печи), тепловые ВЭР – для технологических целей.

Цветная металлургия обладает мощным источником ВЭР.

В себестоимости цветных металлов на долю энергозатрат приходится значительная их часть (8...50 %). Основными источниками ВЭР являются тепловые – физическая теплота продуктов сгорания и шлаков, а также тепло охлажденных элементов огнетехнических установок. Использование ВЭР на предприятиях цветной металлургии сопряжено с определенными техническими трудностями (высокая запыленность отходящих газов и химическая агрессивность – наличие в них сернистого ангидрида). Однако ВЭР цветной металлургии характеризуется высокой концентрацией в одном агрегате (до 100...150 ГДж/ч), что создает благоприятные условия для их утилизации и обуславливает годовой экономический эффект от их использования порядка 43,5 млн. рублей.

В целлюлозно-бумажной промышленности горючие ВЭР образуются в виде коры и древесных отходов, получаемых при сортировке, окоровке, рубке и распиловке древесины, а также сульфитных и сульфатных щелоков при варке и упаривании целлюлозы. В основном процессе технологическое топливо не используется. Оно применяется для получения тепла, идущего на ведение технологических процессов варки целлюлозы, упаривания щелоков, сушки бумаги и картона. Ежегодно в целлюлозно-бумажной промышленности расходуется примерно 11 млн. тонн условного топлива.

До настоящего времени газовая промышленность расходовала большое количество топлива на собственные нужды, причем основным его

потребителем являлись приводные газотурбинные станции. На перекачку газа затрачивалось до 3...5 % транспортируемого топлива. Свыше 70 % теплоты в газотурбинных установках выбрасывалось с выхлопными продуктами сгорания (температура выхлопных газов 540...690 К).

Предприятия тяжелого машиностроения расходуют примерно 6 млн. тонн условного топлива. Основные потребители – высокотемпературные теплотехнологические установки (плавильные, металлонагревательные, термические печи), характеризующиеся высоким температурным уровнем процессов теплотехнологии (1250...1550 К), и, следовательно, сравнительно низким технологическим КПД ($\eta_{техн} = 3...30 \%$). В теплотехнологических установках предприятий тяжелого машиностроения образуются в основном тепловые ВЭР, содержащие теплоту отходящих дымовых газов, воду, охлаждающую электропечи, теплоту отработанного пара кузнечно-прессового оборудования и др.

К ВЭР химической промышленности следует отнести тепловые технологические отходы – теплоту генераторных и сернистых газов (при утилизации теплоты сернистых газов можно получить 1,8...2,7 МДж на 1 т серного колчедана), теплоту отходящих газов при производстве обесфторенных фосфатов (8...10 МДж на 1 т фосфатов), физическую теплоту отходящих газов сажевого производства. Использование тепловых ВЭР химического производства осуществляется в специальных парогенерирующих котлах-утилизаторах (КУ). Выработка за счет использования ВЭР может составить 0,5 т условного топлива на 1 т исходного условного топлива.

1.2 Технико-экономическая эффективность использования ВЭР

Используя выражения (1.7) – (1.10) можно записать формулы для замещаемого технологического топлива $\Delta B_{возм}$.

Так, при выработке тепловой энергии $W_{возм}^m$, в случае непосредственного использования тепловых ВЭР, возможная экономия запишется

$$\Delta B_{возм}^m = W_{возм}^m \sigma \frac{0,0342}{\eta_{зам}}, \quad (1.11)$$

где σ – коэффициент использования выработки (σ представляет долю использованной тепловой энергии потребителями выработки $W_{\text{возм}}$ в связи с несовпадением режимов выхода ВЭР и потребления утилизационной теплоты по часам суток): $\sigma = 0,85 \dots 0,98$; $\frac{0,0342}{\eta_{\text{зам}}}$ – удельный расход топлива (условного) $b_{\text{зам}}$ – КПД замещаемой установки, с показателями которой сопоставляется эффективность использования ВЭР. Согласно определению,

$$\sigma = W_{\text{возм}}^{\text{исп}} / W_{\text{возм}}^m \quad (1.12)$$

Тогда выражение (1.11) можно представить в виде

$$\Delta B_{\text{возм}}^m = b_{\text{зам}} W_{\text{возм}}^{\text{исп}}, \quad (1.13)$$

где $b_{\text{зам}} = \frac{0,0342}{\eta_{\text{зам}}}$.

Используя выражения (1.11) и (1.13), нужно иметь ввиду, что замена тепловым ВЭР тепловой выработки заводской ТЭЦ или ГРЭС отрицательно скажется на работе электрической станции (турбоустановка станции работает в теплофикационном режиме, и удельный расход топлива на электрическую выработку ТЭЦ возрастает). С учетом этого обстоятельства можно записать:

$$\Delta B_{\text{возм}}^m = W_{\text{возм}}^m \sigma \left(\frac{0,0342}{\eta} - \mathcal{E}_{\text{yd}} (b_{\kappa} - b_m) 10^{-6} \right), \quad (1.14)$$

где η – КПД котельной ТЭЦ; \mathcal{E}_{yd} – удельная выработка электроэнергии по теплофикационному графику турбинами ТЭЦ на единицу отпускаемого потребителю теплоты, кВт·ч/ГДж; b_{κ}, b_m – удельные расходы топлива на выработку электроэнергии в теплофикационном турбогенераторе, работающем соответственно в конденсационном и теплофикационном режимах, тонн условного топлива на 1 кВт·ч.

Экономия технологического топлива при выработке холода

$$\Delta B_{\text{возм}}^x = b_{\text{зам}} W_{\text{возм}}^x / \varepsilon \quad (1.15)$$

В ряде случаев ВЭР используются в качестве энергетического или технологического топлива. Экономия исходного (сырого) топлива составит

$$\Delta B_{\text{возм}}^m = 0,0342 W_{\text{возм}}^m \eta_1 \eta_2, \quad (1.16)$$

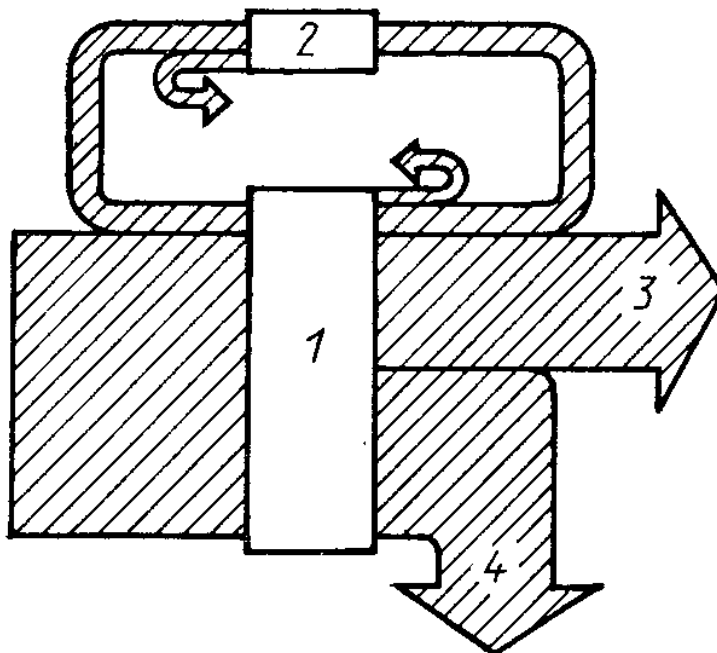
где $W_{\text{возм}}^m$ – использование горючих ВЭР, ГДж/год; η_1, η_2 – соответственно КПД огнетехнической установки при работе на горючих ВЭР и исходном топливе.

Аналогичным образом, но с подстановкой в формулу соответствующих значений $W_{\text{возм}}$, определяют экономию $\Delta B_{\text{эк}}$, $\Delta B_{\text{пл}}$ и $\Delta B_{\text{ф}}$.

Согласно принятой классификации теплотехнологических установок, использование энергетических и технологических отходов возможно по трем направлениям. Первое предусматривает внутреннее теплоиспользование (замкнутые схемы). В таких схемах отходы используются как дополнительный источник энергии, заменяющий в определенной степени исходное сырое топливо (энергию). Второе направление предусматривает внешнее теплоиспользование. Оно реализуется в установках с разомкнутой схемой, энергия ВЭР идет внешним потребителям, не связанным с процессами, протекающими в основной технологии. Такое использование отходов в отличие от первого регенерационного называется утилизационным, а сам принцип – утилизацией. Третье направление предусматривает использование энергии отходов в комбинированных установках для внутренних (регенерация) и внешних (утилизация) целей.

Регенеративное использование энергетических и технологических отходов нашло широкое применение в инженерной практике. Регенерация – использование теплоты энергетических (технологических) отходов (дымовые газы, шлаки, кусковой целевой продукт) в теплотехнологической установке, где эти отходы получают. Регенерация теплоты дыма огнетехнических установок чаще всего состоит в нагреве компонентов рабочей смеси перед их подачей в сожигательное устройство продуктами сгорания. Значительно реже такой подогрев выполняется за счет теплоты целевого продукта, как это имеет место при обжиге цементного клинкера во вращающейся печи, извести в шахтных печах и др.

На рисунке 2 приведена схема теплового баланса камерной печи с регенерацией теплоты отходящих газов. Как видно из этого рисунка, регенерация является мощным средством повышения тепловой эффективности огнетехнической установки и рационализации топливоиспользования в ней.



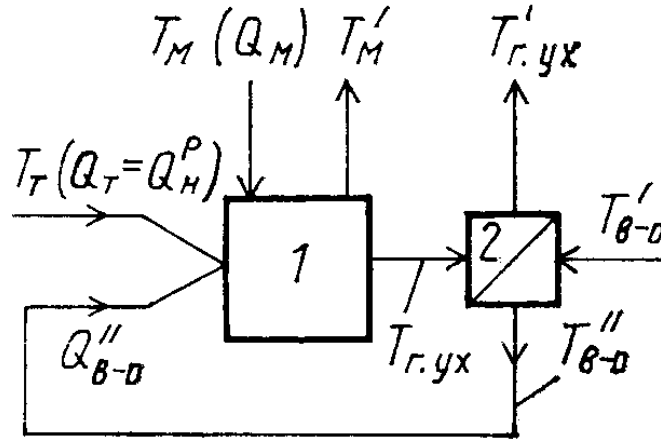
1 – рабочая камера; 2 – устройство для регенерации отходов; 3 – доля ВЭР от общего количества теплоты; 4 – теплота, использованная в технологии

Рисунок 2 – Схема регенеративного теплоиспользования

Ограниченные возможности использования энергетических отходов для внутреннего теплоиспользования (регенерации) обусловили их применение для выработки энергетического и технологического пара, производства холода. Все эти мероприятия выполняются в установках с внешним теплоиспользованием, где используется КУ разного назначения и другое утилизационное оборудование. Так, для использования теплоты дымовых газов мартеновских и нагревательных печей металлургических заводов широко применяется КУ серии ПКК (пакетный конвективный котел), для охлаждения конверторных газов – ОКГ; в цветной металлургии для этих целей используются утилизационные котлы цветной металлургии (УКЦМ).

Наиболее прост и достаточно часто встречается регенеративный принцип использования энергетических отходов. На рисунке 3 дан пример такого использования. Воздух-окислитель при температуре $T'_{\text{с-о}}$ поступает

в регенеративный воздухонагреватель, где его температура возрастает до $T''_{\theta-o}$. При этом температура дыма $T_{г.ух}$ снижается до $T'_{г.ух}$. Подогретый воздух-окислитель, топливо при температуре T_m и технологическое сырье (материал) T_m направляется в камера 1.



- 1 – рабочая камера теплотехнологической высокотемпературной установки;
2 – регенеративный воздухоподогреватель

Рисунок 3 – Схема регенерации теплоты продуктов сгорания

Технологически обоснованная температура подогрева дутья обусловлена необходимым тепловым притоком в рабочую камеру (зону), обеспечивающим температурный уровень процесса $T_{n.c}$. При регенеративном (рисунок 3) и автономном (рис. 1.4) подогреве дутья можно записать

$$\sum Q = Q_H^p + Q''_{\theta-o} + Q_M, \quad (1.17)$$

где $Q''_{\theta-o}$ – тепловой приток с воздухом-окислителем, кДж/кг; Q_M – тепловой приток с технологическим сырьем, поступающим на тепловую обработку, кДж/кг.

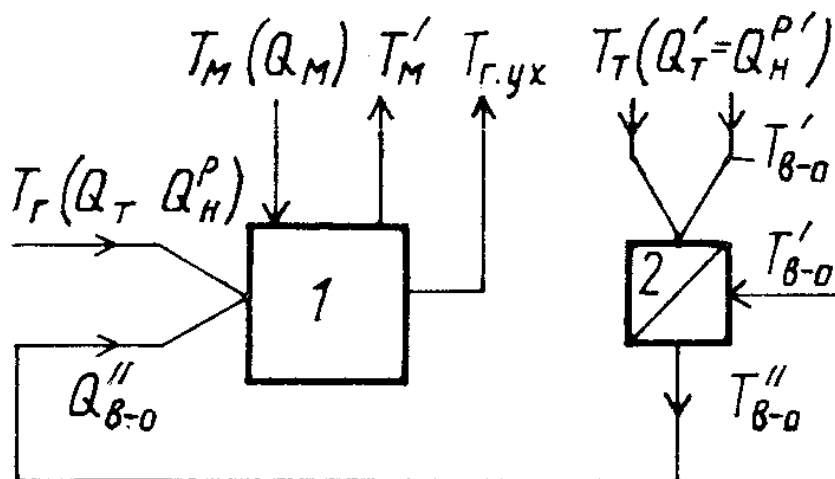
Общий тепловой приток составит:

$$\sum Q = \dot{T}_{n.c} \sum V_i c'_{pi} \quad (1.18)$$

$$\dot{T}_{n.c} \sum V_i c'_{pi} = \dot{Q} - Q_H^p - Q_M, \quad (1.19)$$

$$T''_{\theta-o} = \dot{Q}$$

где α – коэффициент расхода воздуха.



1 – рабочая камера; 2 – автономный подогреватель

Рисунок 4 – Схема автономного подогрева дутья

Уравнение теплового баланса зоны или рабочего пространства может быть записано

$$Q_H^P = Q_{\text{в}} + Q_m + Q_{\text{экз}} = Q_1 + \sum Q_i, \quad (1.20)$$

где $Q_{\text{в}}, Q_m$ – количество теплоты, вносимое с подогретым воздухом и топливом, соответственно, МДж/м³; $Q_{\text{экз}}$ – количество теплоты, выделяющейся при окислении металла, МДж/м³; $\sum Q_i$ – сумма тепловых потерь; все величины, входящие в уравнение (1.20), отнесены к 1 м³ исходного топлива.

Если уравнение (1.20) почленно умножить на производительность установки, то все входящие величины будут иметь размерность мощности (Вт). Тогда, подставив в это уравнение значение $\sum Q_i$ и произведя перегруппировку его членов, запишем

$$Q_H^P = Q_{\text{в}} + Q_m - Q_{\text{з.уx}} - Q_3 = (Q_1 - Q_{\text{экз}}) + (Q_5 + Q_6). \quad (1.21)$$

Далее можно записать выражение для коэффициента использования топлива:

$$\eta_{u.m} = \frac{Q_1 - Q_{\text{экз}}}{Q_H^P} + \frac{Q_5 + Q_6}{Q_H^P} \quad (1.22)$$

или, приняв во внимание, что $\frac{Q_1}{Q_H^p} = \eta$, где η – технологический КПД теплотехнологической установки:

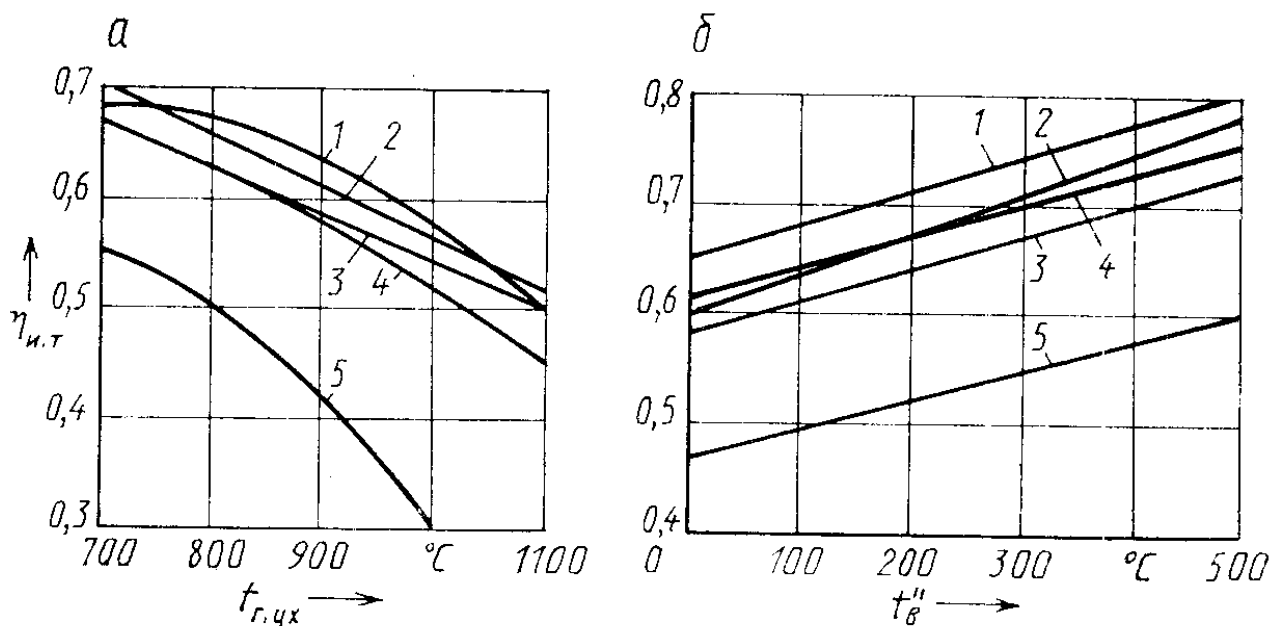
$$\eta_{u.m} = \eta - \frac{Q_{\text{экз}}}{Q_H^p} + \frac{Q_5 + Q_6}{Q_H^p} ; \quad (1.23)$$

$$\eta_{u.m} = \eta + \frac{Q_5 + Q_6 - Q_{\text{экз}}}{Q_H^p} ; \quad (1.24)$$

$$\eta = \eta_{u.m} - \frac{Q_5 + Q_6 - Q_{\text{экз}}}{Q_H^p} . \quad (1.25)$$

Если принять во внимание значение энтальпии компонентов $h_0 = 0$ и $h_m = 0$, то для различных сортов топлива и температур дымовых газов, покидающих рабочее пространство, могут быть получены графики $\eta_{u.m} = f(t_{z.yx})$ (рис 1.5 а). Из графиков видно, что при снижении температуры $t_{z.yx}$ значение $\eta_{u.m}$ существенно возрастает. Графики зависимости $\eta_{u.m} = f_1(t''_e)$ (рисунок 5, б) получены в соответствии с рисунком 5, а.

Перевод теплотехнологической установки на более калорийное топливо положительно сказывается на его расходе. Однако правильный выбор сорта топлива не может быть сделан руководствуясь зависимостью $\eta_{u.m} = f(Q_H^p)$. Во всех случаях, когда приходится выбирать топливо из ряда возможных вариантов, а также производить его нормирование, следует обращаться к уравнению нормирования.



а – графики зависимости $\eta_{и.т} = f(Q_n^p; t_{г.yx})$ (подогрев компонентов рабочей смеси отсутствует); б – графики зависимости $\eta_{и.т} = f_1(Q_n^p; t''_в)$ (подогрев топлива отсутствует, $t_{г.yx} = 900^\circ\text{C}$); 1...5 – соответственно для коксовального ($Q_n^p = 17,08 \text{ МДж/м}^3$, $h_m = 3,59 \text{ МДж/м}^3$); мазута ($Q_n^p = 39,6$, $h_m = 3,59$); природного газа ($Q_n^p = 34,35$, $h_m = 3,41$); коксодоменного ($Q_n^p = 9,21$, $h_m = 3,19$); доменного газа ($Q_n^p = 3,72$, $h_m = 2,37$); $h_i = c_i V_i t_i$ – энтальпия i -го компонента, участвующего в теплотехнологическом процессе.

Рисунок 5 – Влияние $t_{г.yx}$ и $t''_в$ на значения $\eta_{и.т}$

1.3 Способы высокотемпературного подогрева воздуха в промышленных печах

При работе на горячем воздухе повышается calorimetricкая температура сгорания топлива, а, следовательно, и действительная температура в печи. Производительность печи повышается, а расход топлива понижается. Вычислить удельные расходы топлива при работе на холодном воздухе и с горячим дутьем можно на основании тепловых балансов печи. Будем считать, что во всех случаях, рассмотренных ниже, сжигается одно и то же топливо (газ или мазут) с определенной теплотой сгорания Q_n^p . Установка работает со следующими расходами топлива: B_1 – часовой расход топлива

при работе без подогрева воздуха. Соответствующий ему удельный расход (на единицу шихты или материала) будет b_1 ; B_2 – то же, с подогревом воздуха

в автономном воздухонагревателе, а b_2 – удельный расход.

Удельные расходы топлива можно определить, исходя из тепловых балансов рабочего пространства печи:

$$b_1 = \frac{Q_{1p.n}}{Q_n^p \eta_{1ucn}} = \frac{Q_{техн} + q_{1o.c}}{Q_n^p \eta_{1ucn}} = \frac{Q_{техн}}{Q_n^p \eta_{1ucn}} + \frac{Q_{1o.c}}{Q_n^p \eta_{1ucn}} = b'_1 + b''_1. \quad (1.26)$$

здесь b_1 – удельный расход натурального топлива, отнесенный к единице количества шихты или продукта; $Q_{1p.n}$ – количество тепла, оставляемое газами в рабочем пространстве, складывается из тепла, израсходованного на технологический процесс $Q_{техн}$ и тепла, теряемого рабочей камерой в окружающую среду $q_{1o.c}$ на единицу количества шихты или продукта; η_{ucn} – коэффициент использования тепла в долях от Q_n^p :

$$\eta_{ucn} = 1 + \frac{I_{\phi} + I_m}{Q_n^p} - \frac{I_{o.z}}{Q_n^p} - \frac{q_{x.n} + q_{m.n}}{Q_n^p} = \left(1 + \frac{I_{\phi} + I_m}{Q_n^p} - \frac{I_{o.z}}{Q_n^p} \right) \psi, \quad (1.27)$$

где I_{ϕ}, I_m – энтальпия воздуха и топлива, поступающих в рабочее пространство печи; $I_{o.z}$ – энтальпия отходящих газов; $q_{x.n}$ и $q_{m.n}$ – потеря тепла

от химического и механического недожога (все величины отнесены к единице количества топлива); ψ – поправка, учитывающая потерю тепла, выделенного

в печь.

Удельный расход складывается из двух частей: из расхода топлива на собственно технологический процесс b'_1 и из расхода топлива на покрытие потерь тепла от рассеяния в окружающую среду b''_1 .

Если выразить потери $q_{o.c}$ в долях от тепла сгорания всего топлива $q_{o.c} = y_1 b_1 Q_n^p$ (y_1 – коэффициент, учитывающий потерю в окружающую среду), то

$$b_1 = \frac{Q_{\text{техн}} z_1}{Q_{\text{н}}^p \eta_{1\text{учн}}} . \quad (1.28)$$

здесь

$$z_1 = \frac{1}{1 - \frac{y_1}{\eta_{1\text{учн}}}} \quad (1.29)$$

коэффициент, учитывающий потери в окружающую среду (в долях от расхода тепла на технологию). Коэффициент y выбирают на основании детального расчета потерь тепла в окружающую среду или по опытным данным.

Соответственно удельный расход топлива при горячем дутье будет

$$b_2 = \frac{Q_{\text{техн}}}{Q_{\text{н}}^p \eta_{1\text{учн}}} z_2 . \quad (1.30)$$

Экономия топлива от подогрева воздуха (на единицу шихты или продукта) составит

$$\mathcal{E}_1 = b_1 - b_2 = \frac{Q_{\text{техн}}}{Q_{\text{н}}^p} \left(\frac{z_1}{\eta_{1\text{учн}}} - \frac{z_2}{\eta_{2\text{учн}}} \right) \quad (1.31)$$

или в долях (%) от расхода топлива

$$\mathcal{E}_1 = \frac{b_1 - b_2}{b_1} = 1 - \frac{b_2}{b_1} = 1 - \frac{\eta_{1\text{учн}} z_2}{\eta_{2\text{учн}} z_1} . \quad (1.32)$$

Абсолютная экономия будет

$$\Delta B = G_2 (b_1 - b_2) \quad (1.33)$$

где G_2 – производительность печи при работе на горячем воздухе. Если пренебречь потерями тепла от недожога топлива, то коэффициент использования можно выразить следующим образом: без подогретого воздуха

$$\eta_{1\text{учн}} = 1 - \frac{I_{o.z}}{Q_{\text{н}}^p} , \quad (1.34)$$

с подогревом

$$\eta_{2\text{учн}} = 1 + \frac{I_{\text{в}} - I_{o.z}}{Q_{\text{н}}^p} \quad (1.35)$$

или приближенно

$$\eta_{ucn} \approx 1 - \frac{T_{o.z}}{T_m} . \quad (1.36)$$

Количество регенерированного тепла (отданного воздуху) можно выразить через величину $I_{o.z}$ и коэффициент регенерации тепла r (показывающий долю возвращаемого процессу тепла отходящих газов):

$$I_g = I_{o.z} r \varphi_p (1 - \sigma) , \quad (1.37)$$

где σ – доля газов, выбивающихся из печи.

Тогда, подставляя это значение в формулу (1.20), получаем

$$\eta_{ucn} = 1 - \frac{I_{o.z}}{Q_h^p} (1 - r \varphi_p) (1 - \sigma) . \quad (1.38)$$

Экономия топлива в результате подогрева воздуха составит

$$\varepsilon_1 = \frac{b_1 - b_2}{b_1} = 1 - \frac{b_2}{b_1} = 1 - \frac{\left(1 - \frac{I_{o.z}}{Q_h^p}\right) \frac{z_2}{z_{1\Box}}}{1 - \frac{I_{o.z}}{Q_h^p} (1 - r \varphi_p) (1 - \sigma)} . \quad (1.39)$$

здесь r – коэффициент регенерации тепла в теплообменнике; $1 - \sigma$ – доля газов, проходящий через рекуператор (σ учитывает выбивание газов из печи);

φ_p – поправочный коэффициент, учитывающий потери тепла рекуператором.

На рисунке 6 показан график экономии топлива доменного и природного газов в зависимости от температуры нагрева воздуха.

Как было отмечено выше, автономный нагрев воздуха применяют при невозможности осуществления регенерации тепла отходящих газов вследствие большой загрязненности технологическим и золовым уносом, низкой температуры газов, отходящих из печи, или по другим причинам.

Высокотемпературный нагрев воздуха обеспечивает экономию топлива, часто превышающую расход топлива в топке автономного воздухоподогревателя.

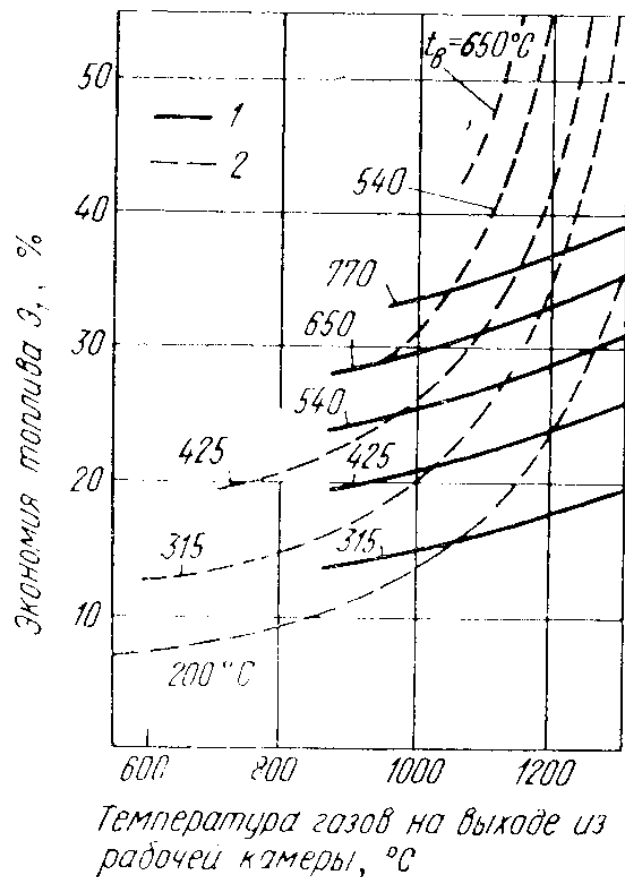
Допустим, что производительность печи при работе на холодном воздухе была G_1 и расход топлива в ней составлял B_1 , а при дутье горячего воздуха (имеющего энтальпию I_g на единицу количества топлива) производительность увеличилась B_2 .

Общий расход топлива на установку при автономном нагреве воздуха составит

$$B = B_2 + B_p = \frac{G_2 Q_{\text{техн}}}{Q_n^p \eta_{2\text{исп}}} z_2 + \frac{B_2 I_v}{Q_n^p \eta_p}, \quad (1.41)$$

При той же производительности G_2 расход топлива при работе печи без подогрева был бы

$$B_1 = \frac{G_2 Q_{\text{техн}}}{Q_n^p \eta_{1\text{исп}}} z_1. \quad (1.42)$$



1 — природный газ; 2 — доменный газ

Рисунок 6 — Экономия доменного и природного газа от подогрева воздуха

Часовой расход топлива в топке автономного водонагревателя будет

$$B_p = \frac{B_2 I_v}{Q_n^p \eta_p}, \quad (1.40)$$

где I_v — энтальпия нагретого воздуха, приходящаяся на единицу топлива;

η_p — коэффициент полезного действия автономного теплообменника.

Экономия топлива (или перерасход его) в случае автономного подогрева составит

$$\Theta_2 = \frac{B_1 - B}{B_1} = 1 - \frac{B}{B_1} = 1 - \frac{\eta_{1ucn}}{\eta_{2ucn}} \frac{z_2}{z_1} \left(1 + \frac{I_{\theta}}{Q_n^p \eta_p} \right). \quad (1.43)$$

По формуле (1.41) строят график зависимости расхода топлива в печи от подогрева воздуха.

Если в топке автономного воздухоподогревателя будут сжигать такое количество топлива, которое сэкономлено в печи в результате применения горячего воздуха, т.е. когда $B_1 - B_2 = B_p$, или когда экономия топлива от применения горячего воздуха сводится к нулю (т.е. когда $\Theta_2 = 0$), то

$$\frac{\eta_{1ucn}}{\eta_{2ucn}} \frac{z_2}{z_1} \left(1 + \frac{I_{\theta}}{Q_n^p \eta_p} \right) = 1. \quad (1.44)$$

Экономия топлива не исчерпывается только экономией в результате повышения температурного уровня в печи и при автономном нагреве воздуха, идущего на сгорание. Можно установить котел-утилизатор для использования загрязненных газов, отходящих от печей, с получением пара энергетических параметров для заводской ТЭЦ.

Экономию топлива при этом можно определить по формуле

$$\Theta_3 \approx \frac{Q_n}{Q_n^p \eta_{\kappa=y}} = D(i_n - i_{n.\theta}) = B_2 [I'_{o.z} - I''_{o.z}] \varphi_{\kappa=y} (1 - \sigma), \quad (1.45)$$

где Q_n – количество тепла, переданное пару; D – паропроизводительность котла-производителя; $i_n, i_{n.\theta}$ – энтальпия пара и питательной воды; $I'_{o.z}, I''_{o.z}$ – энтальпия газов перед и после котла-утилизатора; $1 - \sigma$ – доля газов, проходящих через котел-утилизатор; $\varphi_{\kappa=y}$ – коэффициент сохранения тепла; φ_p – то же, воздухоподогревателя.

1.4 Современные конструкции рекуператоров

На термических печах используются рекуператоры, у которых разделительные стенки выполняются из металла.

Наиболее просты в изготовлении, монтаже и обслуживании трубчатые рекуператоры. Для их изготовления применяются цельнотянутые (газовые) трубы из углеродистых и жароупорных сталей.

В зависимости от того, как производится удаление продуктов сгорания из печи, трубчатые рекуператоры располагают под печью (в боровах), рядом с ней или над ней. Для установки в боровах наиболее широко работают рекуператоры из U-образных труб (рисунок 7). Они надежно работают при температуре дымовых газов до 800...850 °С и подогреве воздуха до 250...300 °С. Такая конструкция рекуператора обеспечивает свободное удлинение труб при их термическом расширении, что исключает разрушение стыков.

Однако, как видно из рисунка 7, на наружные петли этого рекуператора длиннее внутренних. В результате потери давления на трение в них выше, и следовательно сопротивление движению воздуха больше. Для того, чтобы выровнять распределение воздуха по всем трубам U-образного рекуператора, во внутренних, более коротких трубах устанавливают диафрагмы, играющие роль дополнительных местных сопротивлений.

Для установки над печами используют рекуператоры из прямых труб с их горизонтальным расположением (рисунок 8). Они бывают двух – и четырехходовыми, т.е. воздушный поток, движущийся внутри труб, совершает в них один или два поворота. Трубы омываются дымовыми газами снаружи.

Трубчатые рекуператоры достаточно герметичны и в них можно подогревать не только воздух, но и газ. Суммарный коэффициент теплопередачи в этих рекуператорах составляет 18...25 Вт/(м²·К) при скорости дыма 1...3 м/с и воздуха 6...10 м/с.

овальная в сечении труба с фланцами (рисунок 9), имеющая небольшие внутренние и большие наружные выступы («иглы»). Они увеличивают поверхность теплообмена разделительной стенки и способствуют интенсификации теплообмена конвекцией, что приводит к увеличению коэффициента теплопередачи. Обычно воздух пропускается внутри труб, а снаружи – дымовые газы. Наличие игл на дымовой стороне вызывает засорение, поэтому практическое применение нашли игольчатые рекуператоры с иглами только на воздушной стороне.

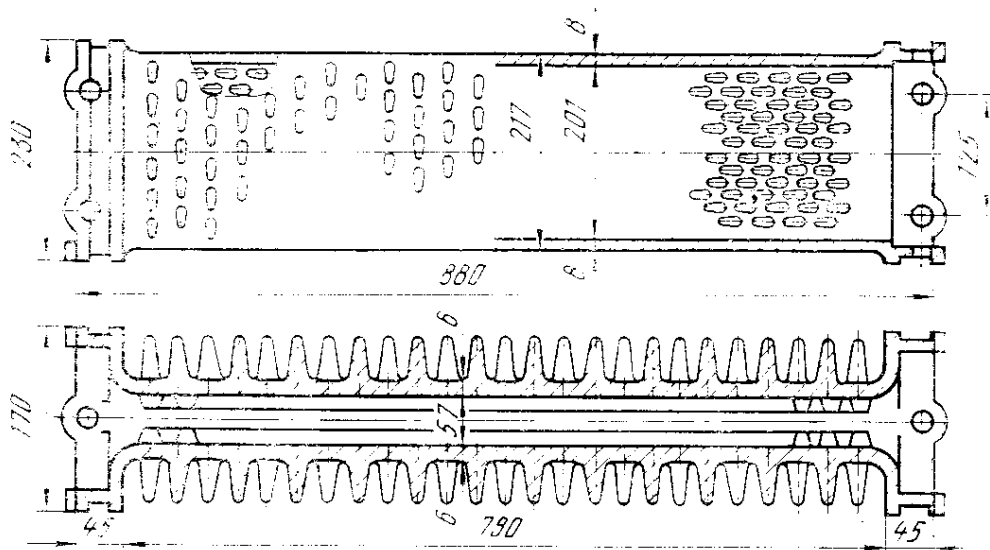


Рисунок 9 – Труба игольчатого рекуператора

Игольчатые рекуператоры собирают из отдельных труб на болтовых соединениях. В результате получается большое количество стыков между фланцами труб, что приводит к невысокой газоплотности всего рекуператора. Низкая газоплотность и большая металлоемкость при недостаточной стойкости являются крупными недостатками игольчатых рекуператоров. Поэтому рекуператоры выходят из употребления и их не устанавливают на вновь сооружаемых печах.

Более стойкой конструкцией металлического рекуператора является так называемый термоблок (рисунок 10).

Этот рекуператор изготавливают путем заливки чугуном ряда стальных труб. Массивность литой конструкции при достаточно высокой

теплопроводности стенок снижается в таком рекуператоре опасность местных перегревов. Стальные трубы, залитые в чугун, играют роль упрочняющей арматуры, и даже появление отдельных трещин в чугуне не нарушает газоплотности рекуператора. Срок службы рекуператоров такого типа при температуре дымовых газов около $1000\text{ }^{\circ}\text{C}$ превышает 10 лет и может быть еще большим при изготовлении из жаростойкого чугуна.

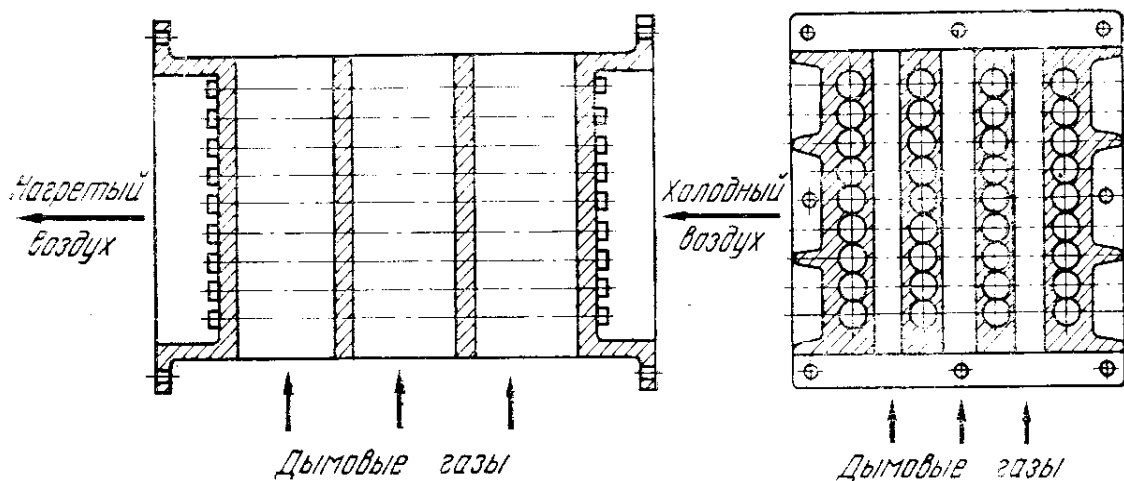
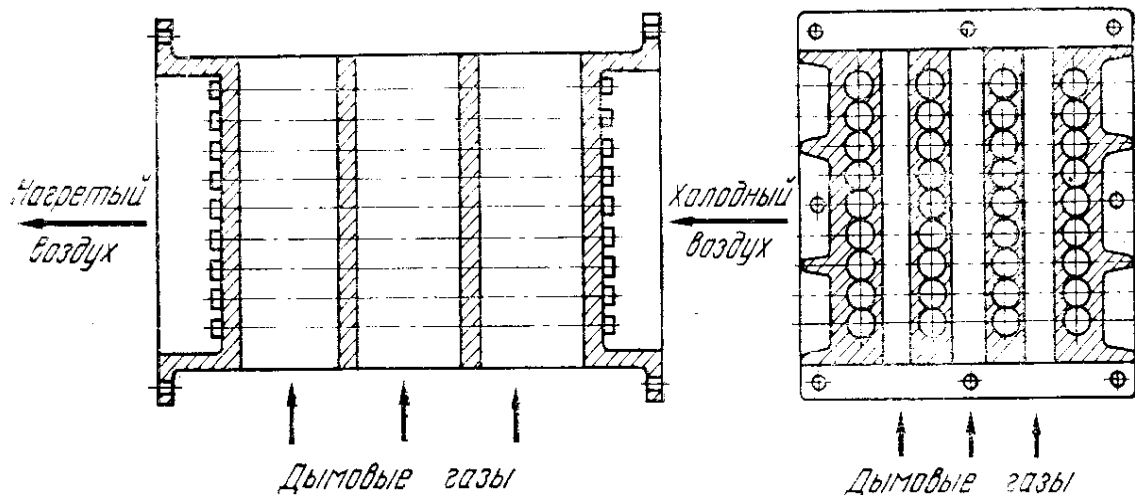


Рисунок 10 – Литой рабочий элемент рекуператора типа термоблок

Термоблок, показанный на рисунке 10, обеспечивает подогрев воздуха до $250\ldots 300\text{ }^{\circ}\text{C}$ при его расходе до $0,08\text{ м}^3/\text{с}$ и устанавливается поэтому только на малых печах. При необходимости использования рекуператоров этого типа для подогрева больших количества воздуха используются сборные теплообменники-термоблоки из отдельных элементов. Каждый из этих элементов представляет собой 2...4 параллельно расположенных стальных трубы, залитых чугуном и имеющих общие фланцы для сборки. Размеры таких элементов обычно такие же как у труб игольчатых рекуператоров (рисунок 9). Это позволяет собирать комбинированные рекуператоры (рисунок 11), где нижние ряды, находящиеся в более тяжелых условиях, выполнены их термоблочных элементов, а верхние из игольчатых труб.



1 – первый ход из труб, залитых в чугун (термоблок);

2 – второй ход из игольчатых труб

Рисунок 11 – Комбинированный рекуператор

Коэффициент теплопередачи в рекуператорах типа термоблок достигает 15...20 Вт/(м²·К). Скорость дыма обычно составляет 1...2 м/с, воздуха 6...10 м/с. На рисунке 12 приведен график, с помощью которого можно найти величину суммарного коэффициента теплопередачи k в рекуператоре типа термоблок в зависимости от скорости дыма u_d и воздуха u_a .

Стойкость, надежность и простота конструкции термоблока являются его важными достоинствами. Однако крупным недостатком этих рекуператоров является большая относительная масса (на единицу переданного тепла), что ограничивает область их применения малыми печами.

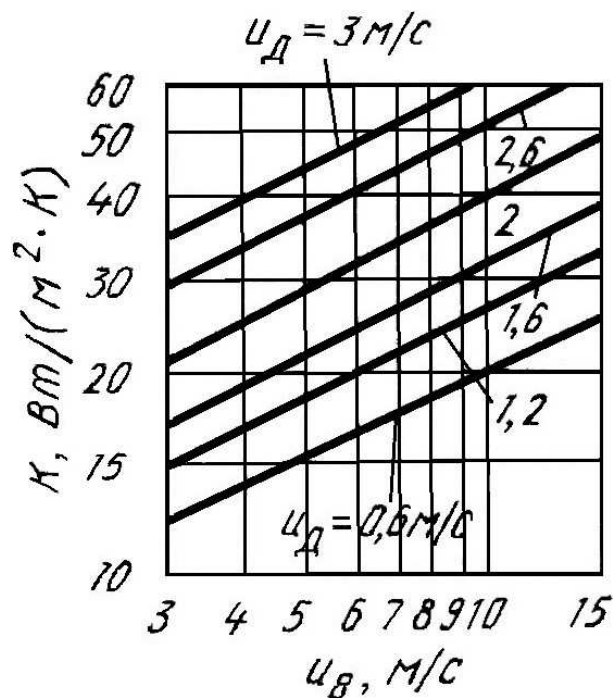


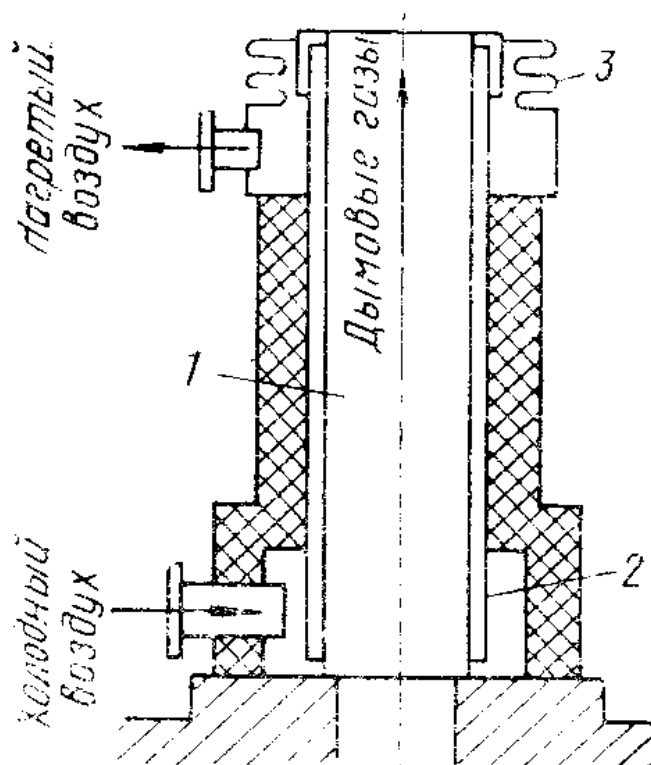
Рисунок 12 – Зависимость суммарного коэффициента теплопередачи k в рекуператоре типа термоблок от скоростей дыма u_d и воздуха u_v

Во всех рассмотренных рекуператорах передача тепла от дымовых газов к стенке осуществляется путем конвекции и излучения. Однако роль излучения невелика, поскольку толщина слоя газов, движущихся между трубами, мала. Увеличение толщины слоя дымовых газов позволяет усилить передачу излучением и этот принцип положен в основу устройства и работы радиационных рекуператоров.

В радиационных рекуператорах высокотемпературные дымовые газы проходят с малой скоростью в каналах большого сечения. Применение радиационных рекуператоров целесообразно при температуре дымовых газов не ниже $800\text{ }^{\circ}\text{C}$, так как до этой температуры интенсивность теплового излучения относительно невелика. В радиационных рекуператорах воздух движется со скоростью $15\ldots 20\text{ м/с}$ и выше, что обеспечивает высокие коэффициенты теплоотдачи на воздушной стороне и позволяет получать значительную тепловую нагрузку поверхности нагрева. Благодаря интенсивной теплоотдаче от стенки к воздуху высокая нагрузка не вызывает опасного перегрева материала рекуператора. Температура стенки рекуператора обычно

превышает температуру воздуха на 100...150 °С. В радиационных рекуператорах часто применяют прямоточную схему движения теплоносителей. Важной положительной особенностью радиационных рекуператоров является значительно меньшая, чем у других металлических рекуператоров, засоряемость поверхности нагрева, располагаемой обычно вертикально. Вместе с тем радиационные рекуператоры более громоздки и требуют более жаростойких материалов.

Щелевые радиационные рекуператоры (рисунок 13) выполняют их двух concentрических цилиндров, сваренных из листов жаропрочной стали толщиной 4...8 мм.



1 – внутренний цилиндр; 2 – наружный цилиндр; 3 – устройство для компенсации теплового расширения

Рисунок 13 – Радиационный щелевой рекуператор

Диаметр дымового цилиндра зависит от размера рекуператора и обычно изменяется в пределах от 0,7 до 1,5 м. Ширина кольцевого канала для прохода воздуха равна 10...60 мм. На обоих концах рекуператора выполняются короба для подвода и отвода воздуха. Для компенсации теплового расширения цилиндров предусматривают специальные устройства. Снижение тепловых

потерь достигается тепловой изоляцией наружного цилиндра. Важнейшим фактором, обеспечивающим эффективную работу радиационных рекуператоров, является развитый теплообмен на воздушной стороне, который тем интенсивнее, чем выше скорость движения воздуха в кольцевом зазоре.

На работу радиационных рекуператоров, оказывает влияние развитый теплообмен на воздушной стороне, который тем интенсивнее, чем выше скорость движения воздуха в кольцевом зазоре.

Для расчета коэффициента теплоотдачи к воздуху можно воспользоваться выражением

$$Nu = 0,0012 Re^{1,1} . \quad (1.46)$$

В качестве определяющего геометрического размера, входящего здесь в числа Nu и Re , взята ширина кольцевого зазора.

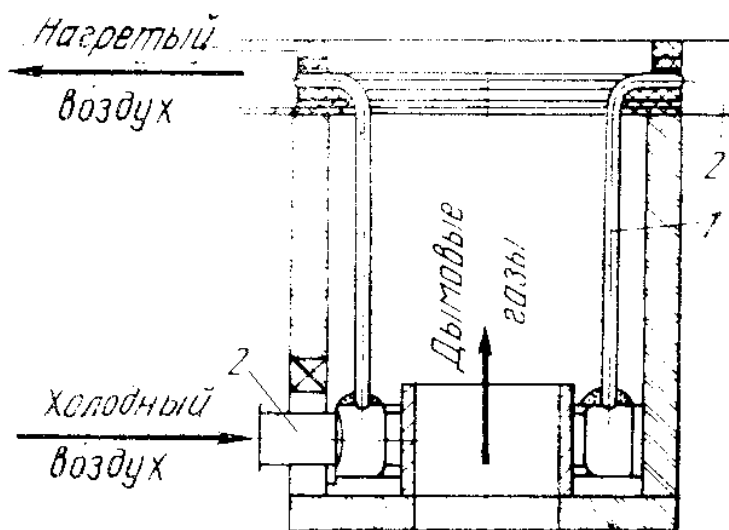
Обеспечение высокой скорости движения воздуха требует соответствующего повышения его давления, что в свою очередь предъявляет дополнительные требования к прочности радиационных рекуператоров. Щелевые радиационные рекуператоры достаточно устойчиво работают при давлении воздуха до 4...5 кПа, которого бывает часто недостаточно для обеспечения желаемой скорости движения воздуха.

В случае необходимости повышения давления воздуха применяют трубчатые радиационные рекуператоры, которые чаще всего выполняются из множества стальных прямых трубок малого диаметра, расположенных по окружности и приваренных к кольцевым коллекторам.

Эти трубки образуют так называемую корзину (рисунок 14). Воздух входит в нижний коллектор корзины, поступает по трубкам вверх, в верхний коллектор, а оттуда по теплоизолированному трубопроводу подается к горелке. Трубчатые радиационные рекуператоры для печей могут состоять из двух таких корзин.

В радиационных рекуператорах при температуре дымовых газов до 1300 °С воздух может подогреваться до 450...600 °С при средней тепловой нагрузке на единицу поверхности нагрева около 10...12 Вт/м². Суммарный

коэффициент теплопередачи в радиационных рекуператорах составляет 30...35 Вт/(м²·К).



1 – трубки «корзин»; 2 – кольцевые воздушные коллекторы
Рисунок 14 – Радиационный трубчатый корзиночный рекуператор

1.5 Выводы и постановка задачи исследования

1. Рассмотрены существующие способы использования вторичных энергетических ресурсов (ВЭР). Показана технико-экономическая эффективность использования ВЭР в промышленных теплотехнологических установках различного назначения.
2. Проведен сравнительный анализ эффективности различных способов высокотемпературного подогрева воздуха в промышленных печах.
3. Приведены современные конструкции металлических рекуператоров, применяемых в промышленных нагревательных и термических печах, позволяющие повысить эффективность их работы путем интенсификации процессов передачи теплоты между теплоносителем и тепловоспринимающими элементами.
4. Показана необходимость в разработке конструктивных схем рекуператоров, которые, наряду с теплоэнергетической эффективностью, позволяют повысить такие технико-экономические показатели, как компактность и технологичность изготовления, затраты энергии

на перемещение воздуха и продуктов сгорания, расход жаростойких сталей на изготовление, необходимость установки на печи дополнительного оборудования, повышающего эффективность процессов теплообмена и аэродинамики.

2 Разработка конструкции промышленной печи с встроенным блочным рекуператором

2.1 Расчет передачи теплоты в рекуператорах

Из теплового баланса топливных печей, следует, что дымовые газы, покидающие рабочее пространство печи, уносят с собой значительное количество теплоты. В зависимости от типа печи и режима нагрева его доля достигает 40-70 % от всего расхода теплоты.

Использование части этой теплоты для подогрева воздуха или топлива (или того и другого) является эффективным способом экономии топлива, поскольку приход тепла в печь складывается из тепла химических реакций горения Q_x и физического тепла подогрева воздуха или топлива $Q_{физ}$ (формула (1.20)).

Ясно, что при $\sum Q_{прих} = const$ увеличение $Q_{физ}$ позволяет уменьшить Q_x , т.е. можно получить экономию топлива. При этом, чем больше тепла дымовых газов возвращено в печь, чем выше полнота их использования, тем большая экономия топлива может быть достигнута. Степенью утилизации тепла дымовых газов называется отношение

$$\eta_{ym} = \frac{Q_{физ}}{Q_{yx}} . \quad (2.1)$$

Степень утилизации тепла характеризует КПД рекуператора. Зная величину степени утилизации тепла, можно определить экономию топлива из выражения

$$\varepsilon = \eta_{ym} \frac{I_{yx}/I_0}{1 - I_{yx}/I_0(1 - \eta)} 100 , \quad (2.2)$$

где $I_0 = Q_n^p / \nu_d$ – энтальпия дымовых газов при температуре горения, Дж/м³;

$I_{yx} = c_{yx} t_{yx}$ – энтальпия дымовых газов, уходящих из печи, Дж/м³.

Экономия топлива в термических печах, достигаемая благодаря подогреву воздуха, может составлять 15 – 25 %.

Для использования тепла уходящих газов с целью подогрева воздуха или топлива применяют теплообменники, получившие название рекуператоров. Как отмечалось, принцип устройства рекуператора сводится к разделительной стенке, омываемой с одной стороны дымовыми газами, а с другой – нагреваемым воздухом или газом. В рекуператорах термических печей обычно подогревают только воздух.

Количество теплоты, переданного в рекуператоре в единицу времени, определяют по уравнению, Вт,

$$Q = K \Delta t_{cp} F, \quad (2.3)$$

где K – суммарный коэффициент теплопередачи от дыма к воздуху, Вт/(м²·К);

Δt_{cp} – средняя (по поверхности нагрева) разность температур между дымовыми газами и воздухом; F – поверхность разделительной стенки, через которую проходит передача тепла от дымовых газов к воздуху, м².

Теплопередача в рекуператорах включает три основные ступени:

- 1) от дымовых газов к стенке;
- 2) через разделительную стенку;
- 3) от стенки к нагревательному воздуху.

Теплота от дымовых газов к стенке передается конвекцией и излучением.

Следовательно, коэффициент теплоотдачи на дымовой стороне равен, Вт/(м²·К)

$$\alpha_{\partial} = \alpha_{\partial}^k + \alpha_{\partial}^l, \quad (2.4)$$

где α_{∂}^k – коэффициент теплоотдачи конвекцией от дымовых газов к стенке, Вт/(м²·К); α_{∂}^l – коэффициент теплоотдачи излучением от дымовых газов к стенке, Вт/(м²·К).

Передача теплоты через разделительную стенку зависит от ее теплового сопротивления S/δ . На воздушной стороне рекуператора при нагреве воздуха тепло от стенки к воздуху передается только конвекцией:

$$\alpha_{\partial} = \alpha_{\partial}^k, \quad (2.5)$$

Суммарный коэффициент теплопередачи в рекуператорах

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\partial}} + \frac{S}{\delta} + \frac{1}{\alpha_{\partial}}}. \quad (2.6)$$

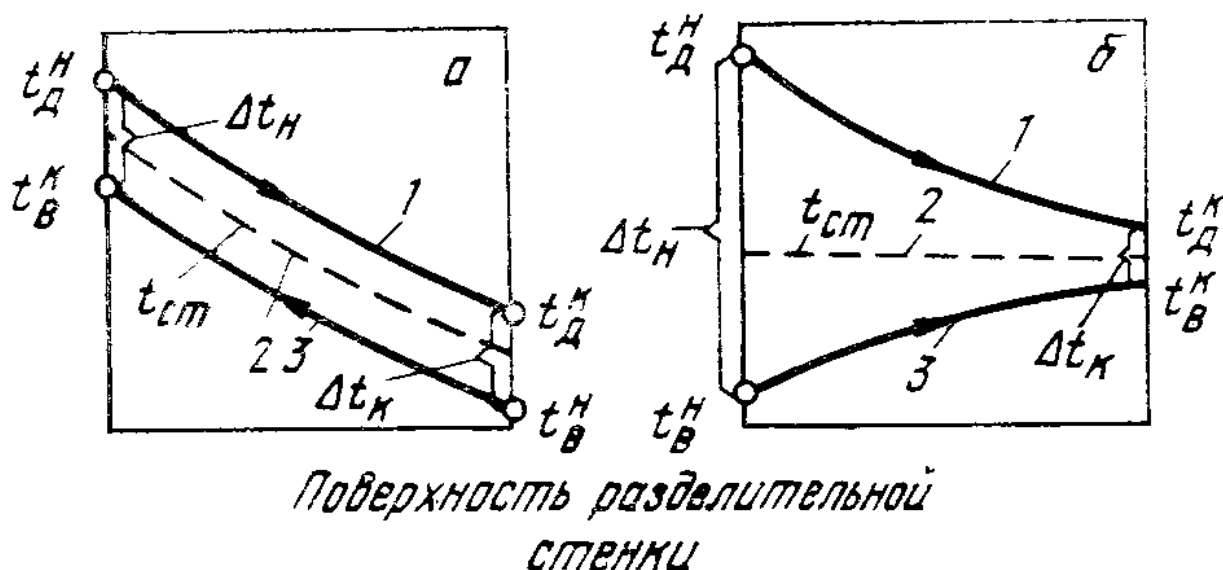
В металлических рекуператорах часто можно пренебречь тепловым сопротивлением стенки и тогда

$$K = \alpha_g \alpha_d / (\alpha_g + \alpha_d) \quad (2.7)$$

Значения коэффициентов теплопередачи, необходимые для определения величины K , можно рассчитать с помощью формул, приведенных выше.

Если дымовые газы и воздух движутся в рекуператоре в одном направлении, то такое движение называется прямоточным, если в противоположных направлениях – противоточным. Возможно и взаимно перекрестное движение теплоносителей.

График, характеризующий изменение температуры по поверхности нагрева при противоточной и прямоточной схемах движения, приведен на рисунке 15.



a – при противоточном движении; b – при прямоточном движении;
 1 – температура дымовых газов; 2 – температура стенки;
 3 – температура воздуха

Рисунок 15 – Изменение температуры дымовых газов и воздуха на поверхности разделительной стенки рекуператора

Из графиков видно, что при противоточном движении конечная температура воздуха t_B^K (иначе говоря, температура подогрева воздуха) может быть выше конечной температуры дымовых газов t_D^K чего не может быть при

прямоточной схеме движения. Вместе с тем при противотоке температура стенки рекуператора может быть значительно выше, чем при прямотоке. Поэтому более эффективную противоточную схему используют при относительно невысоких температурах отходящих дымовых газов. Прямоточную схему применяют для металлических рекуператоров когда температура дымовых газов настолько велика, что возникает опасение за стойкость материала рекуператора.

Как при противотоке, так и при прямотоке температура дымовых газов и воздуха изменяется по длине поверхности нагрева, что обуславливает изменение разности температур дымовых газов и воздуха. Поэтому при расчете рекуператора учитывают среднюю разность температуры.

Анализ температурного поля рекуператора показывает, что разность температур теплоносителей изменяется вдоль поверхности нагрева по экспоненциальному закону. Используя этот закон, можно получить следующее выражение для среднелогарифмического значения средней разности температур дыма и воздуха:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_n - \Delta t_k}{\ln \left(\frac{\Delta t_n}{\Delta t_k} \right)}, \quad (2.8)$$

где Δt_n – разность температур дыма и воздуха в начале рекуператора (по ходу дыма); Δt_k – разность температур дыма и воздуха в конце рекуператора.

При $\frac{\Delta t_n}{\Delta t_k} > 0,6$ среднеарифметическое значение разности температур превышает среднелогарифмическое значение не более, чем на 3 % и можно найти среднюю разность температур по формуле

$$\Delta t_{cp} = (\Delta t_n + \Delta t_k) / 2. \quad (2.9)$$

Расчет рекуператора обычно выполняют с целью нахождения необходимой поверхности разделительной стенки (m^2), которую легко определить из выражения (2.2).

$$F = Q / (K \Delta t_{cp}). \quad (2.10)$$

Количество тепла, переданное в рекуператоре в единицу времени, находят из выражения, Вт:

$$Q=0,9 V_{\partial} c_{\partial} (t_{\partial}^H - t_{\partial}^K) = V_{\partial \partial \partial} c_{\partial \partial \partial} (t_{\partial}^H - t_{\partial}^K) , \quad (2.11)$$

где V_{∂} и $V_{\partial \partial \partial}$ – расходы дыма и воздуха, м³/с; c_{∂} и $c_{\partial \partial \partial}$ – средние удельные теплоемкости дыма и воздуха, Дж/(м³·К); t_{∂}^H и t_{∂}^H – начальные температуры дыма и воздуха (на входе в рекуператор); t_{∂}^K и t_{∂}^K – конечные температуры дыма и воздуха (на выходе из рекуператора).

Коэффициент 0,9 в формуле (2.11) приближенно учитывает потери теплоты в рекуператоре.

При расчете металлических рекуператоров необходимо также определять температуру разделительной стенки для того, чтобы не допустить увеличения ее свыше допустимого предела

$$t_{cm} = t_{\partial} + \frac{t_{\partial} - t_{\partial}}{1 + \frac{\alpha_{\partial}}{\alpha_{\partial}}} . \quad (2.12)$$

2.2 Интенсификация теплообмена в рекуператорах

Как отмечалось, утилизация тепла отходящих продуктов сгорания путем подогрева воздуха в рекуператорах позволяет экономить до 40 % топлива, а также положительно влияет на основные теплотехнические показатели работы промышленных печей.

Исследованием различных типов рекуператоров занимались отечественные ученые Б.П. Тебеньков, Е.С. Раменская, Ю.И. Розенгарт, А.Е. Еринов, Б.Д. Сезоненко, Е.Л. Медиокритский, Е.В. Крейнин и др., а также зарубежные ученые – Б. Покорны, А. Биро, Шак, К. Дойчев и др.

Сравнительные исследования различных типов рекуператоров показали невозможность создания единой универсальной конструкции рекуператора, одинаково эффективно работающего на всех видах промышленных печей. Выбор типа рекуператора для конкретной печи обуславливается факторами, характеризующими с одной стороны параметры продуктов сгорания (максимальная температура, колебания температуры, количество и уровень

запыленности), а с другой – достоинства и недостатки данной конструкции рекуператора (теплоустойчивость, газоплотность, засоряемость поверхности, габариты, стоимость и др.) и экономичность ее применения на данной печи.

Основным уравнением для расчета рекуператора и определения его поверхности нагрева при заданной температуре подогрева воздуха и начальной температуре продуктов сгорания, а также требуемых расходах воздуха и продуктов сгорания, является уравнение теплопередачи:

$$Q_g = k F_{mn} T_{cp} \quad , \quad (2.13)$$

где Q_g – количество тепла, переданное нагреваемому воздуху, Вт; T_{cp} – средняя логарифмическая разность температур, К; F_{mn} – поверхность теплопередачи.

Тогда требуемая величина F_{mn} определяется по формуле

$$F_{mn} = \frac{Q_g}{k T_{cp}} \quad . \quad (2.14)$$

При известных значениях температур воздуха и продуктов сгорания величина F_{mn} определяется значением коэффициента теплопередачи, который для металлических рекуператоров равен:

$$k = \frac{\alpha \alpha_{nc}}{\alpha + \alpha_{nc}} \quad . \quad (2.15)$$

Теплоотдача от продуктов сгорания к теплообменной поверхности рекуператора происходит как путем излучения, так и конвекцией.

Следовательно,

$$\alpha_{nc}^{\Sigma} = \alpha_{nc}^H + \alpha_{nc}^K \quad , \quad (2.16)$$

где α_{nc}^H и α_{nc}^K – соответственно, коэффициенты теплоотдачи излучением и конвекцией, Вт/(м²·К).

Увеличение конвективной составляющей в теплоотдаче от продуктов сгорания связано с увеличением скорости движения последних и ограничено ростом аэродинамического сопротивления дымового тракта. Лучистая

составляющая теплоотдачи определяется температурой и степенью черноты продуктов сгорания и излучающих поверхностей.

Теплоотдача от продуктов сгорания при температуре менее 800 °С определяется в основном конвекцией. Так как скорость продуктов сгорания в дымовых каналах промышленных печей всегда меньше скорости воздуха в рекуператоре, то фактором, лимитирующим величину коэффициента теплопередачи, является коэффициент теплоотдачи на стороне продуктов сгорания.

Основным методом повышения теплоотдачи от продуктов сгорания в таком случае является искусственная турбулизация продуктов сгорания у теплообменной поверхности рекуператора. Для увеличения количества теплоты, переданной от продуктов сгорания к нагреваемому воздуху, в рекуператорах конвективного типа приходится идти на увеличение поверхности нагрева. Как показывает анализ, увеличение подогрева воздуха от 250 до 500 °С приводит к необходимости увеличивать поверхность нагрева в четыре раза, что не всегда экономически целесообразно.

При температурах продуктов сгорания выше 900...1000 °С коэффициент теплоотдачи на стороне продуктов сгорания растет в основном за счет увеличения теплоотдачи излучением. В таких условиях теплопередача лимитируется теплоотдачей на воздушной стороне.

В последние годы уделяется большое внимание поиску путей интенсификации теплообменных процессов при обтекании поверхностей воздухом с целью создания высокоэффективных, компактных рекуператоров, предназначенных для утилизации тепла отходящих продуктов сгорания промышленных печей.

Задача интенсификации конвективного теплообмена в промышленных рекуператорах должна рассматриваться совместно с вопросом о затратах энергии на перемещение теплообменивающихся сред.

Увеличить теплоотдачу единицы поверхности теплообмена можно путем увеличения скорости воздуха. Изменение теплоотдачи пропорционально

изменению скорости в степени 0,8 и описывается известным критериальным уравнением теплообмена при течении в канале

$$Nu=0,018 \Re^{0,8} . \quad (2.17)$$

Затраты энергии на преодоление трения увеличиваются с увеличением скорости потока пропорционально квадрату скорости. В связи с этим, начальная скорость воздуха в рекуператорах на практике не превышает 15...20 м/с, а сравнительно невысокие значения усвоенного теплового потока (20...40 кВт/м²) часто компенсируют увеличением поверхности теплообмена, что для большинства высокотемпературных рекуператоров приводит к резкому увеличению их стоимости.

Известно, что основное тепловое сопротивление тепловому потоку создает пристенный ламинарный пограничный слой.

Задача турбулизации пограничного слоя решается в основном посредством искусственного увеличения шероховатости поверхности нагрева со стороны нагреваемого воздуха.

На практике широкое применение имеет турбулизация всего потока воздуха путем оребрения воздушного канала. Экспериментальные исследования влияния прерывистых продольных рёбер в воздушном канале на теплообмен и аэродинамическое сопротивление рекуператоров позволили определить оптимальную величину оребрения.

Применение оребрения различного типа приводит к увеличению поверхности нагрева, а, следовательно, к росту расхода жаростойких сталей и усложнению изготовления рекуператоров.

Значительный научный и практический интерес представляют работы, посвященные исследованию теплообмена и аэродинамического сопротивления при движении воздуха по каналу типа «диффузор–конфузор». Опытные данные показывают, что при турбулентном движении воздуха в таких каналах создаются условия, позволяющие интенсифицировать теплообмен при умеренном увеличении сопротивления. Интенсификация теплообмена в канале типа «диффузор–конфузор» связана с наличием продольных знакопеременных градиентов давления. Одной из наиболее эффективных поверхностей такого

типа является несимметричный канал с углом раскрытия диффузоров $\gamma = 12^\circ$, протяженностью диффузорных участков $b = 40 \text{ мм}$, конфузорных $c = 20 \text{ мм}$ и расстоянием между плоской и фигурной пластинами на входе в диффузорные участки каналов $a = 47,7 \text{ мм}$. Опытные данные по теплообмену в таком канале аппроксимируются зависимостью

$$Nu = 0,038 \Re^{0,8}, \quad (2.18)$$

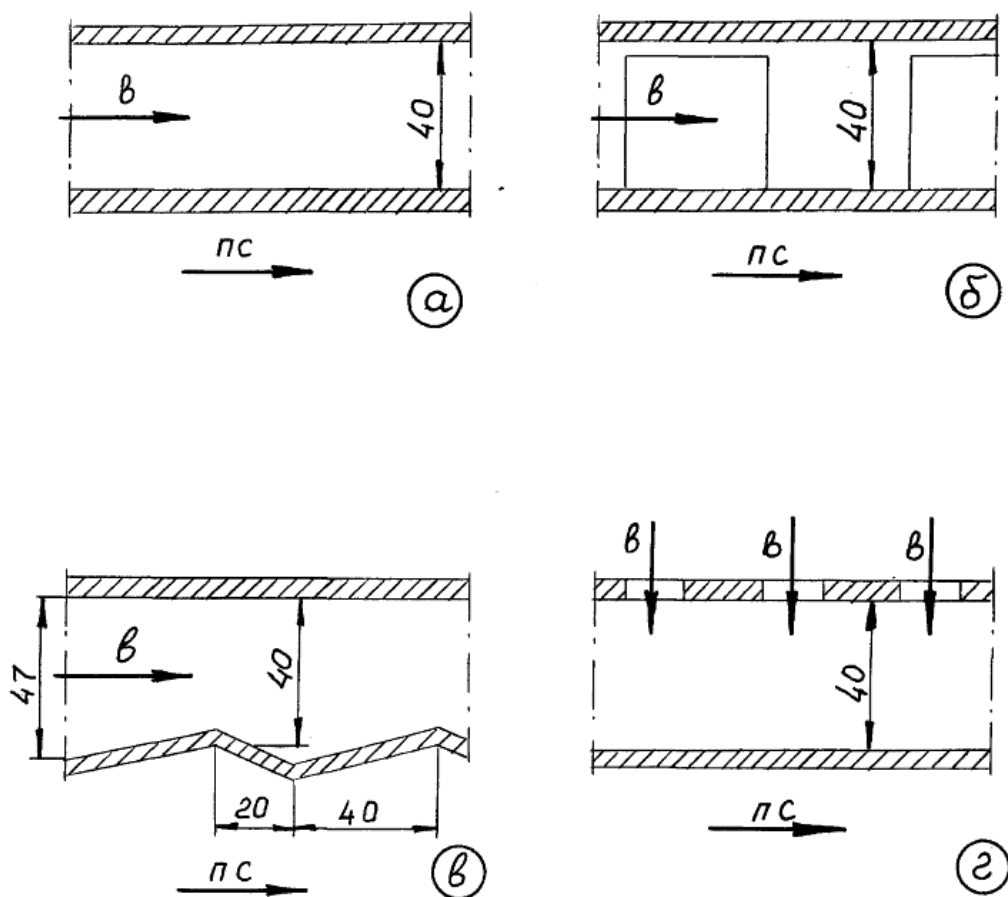
а коэффициент гидродинамического сопротивления

$$\zeta = 0,37 \Re^{-0,19}. \quad (2.19)$$

Для пластинчатых теплообменников, где в настоящее время находят применение каналы типа «диффузор–конфузор», в целях достижения большей компактности рекомендуется применять каналы с габаритными размерами меньшими в пять раз по сравнению с вышеприведенными оптимальными размерами. Интенсивность теплообмена в этих каналах примерно на 10 % больше, чем это следует из известной зависимости (2.17), и, следовательно, примерно в 1,9 раза меньше, чем для аналогичного канала с оптимальными геометрическими характеристиками, теплообмен в котором описывается зависимостью (2.18).

Среди наиболее эффективных способов увеличения интенсивности теплообмена в рекуператорах перспективным является применение ударного обтекания теплообменных поверхностей системой нормально натекающих осесимметричных струй, обеспечивающее при оптимальных условиях возрастание интенсивности теплообмена в 2...4 раза по сравнению с параллельным движением теплообменивающихся сред.

Для выяснения вопроса о преимуществе того или иного метода интенсификации теплообмена в высокотемпературных рекуператорах проведем сравнительный анализ различных схем отвода тепла от теплообменной поверхности.



а – канал с гладкими стенками; б – канал с прерывистыми ребрами;
 в – канал типа «диффузор–конфузор»; г – струйное натекание воздуха;
 «пс» – продукты сгорания; «в» – воздух

Рисунок 16 – Схемы движения потока воздуха в канале

Для сопоставления выбраны следующие схемы, приведенные на рисунке

16. На рисунке стрелки с надписями «пс» и «в» показывают направление движения, соответственно, продуктов сгорания и воздуха):

- параллельное движение теплообменивающихся сред в канале (а);
- движение нагреваемого воздуха в канале с прерывистыми ребрами (б);
- движение нагреваемого воздуха в канале типа «диффузор–конфузор»

(в);

- струйное натекание нагреваемого воздуха на теплообменную

поверхность (г).

Сравнение проводится при следующих условиях:

- параметры продуктов сгорания: $t_{nc}^H = 1200^\circ \text{C}$, $\alpha_{nc} = 80 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;
- площадь теплообменной поверхности со стороны продуктов сгорания

составляет $F_{mn} = 1 \text{ м}^2$;

– высота канала h , в котором движется нагреваемый воздух, принимается равной 0,04 м;

- расход воздуха в каждом случае для всех схем одинаков;
- температура подогрева воздуха в каждом случае для всех схем

одинакова.

Коэффициенты теплоотдачи к воздуху относятся к гладкой поверхности и вычисляются:

- для движения в канале из известного критериального уравнения (2.5);
- для движения в канале с ребрами по методике, приведенной;
- для движения в канале типа «диффузор–конфузор» по данным работы;
- расчет теплообмена при струйном натекании проводится по методике.

Расчет аэродинамического сопротивления движения воздуха в плоском канале и канале с ребрами проводится по данным И.Е. Идельчика [17, 18], в канале типа «диффузор-конфузор» – по уравнениям, полученным А.А. Гухманом и др. [10], в канале со струйным натеканием воздуха – по методике, приведенной Е.П. Дыбаном и А.И.Мазуром в [11]. Расчет температуры теплообменной поверхности проведен по методике, предложенной Б.П. Тебеньковым [33].

Сравнительная оценка тепловой эффективности рассмотренных методов интенсификации теплообмена в рекуператорах проводится по предложенному В.М. Кирпичевым энергетическому коэффициенту E [20]. Сравнение по энергетическому коэффициенту позволяет оценивать различные формы конвективных поверхностей при любом обтекании их потоком теплоносителя.

Энергетический коэффициент E представляет собой отношение количества передаваемой воздуху теплоты к затратам энергии на преодоление сопротивления движению теплоносителей, выраженных в тепловых единицах. Для условий работы металлических рекуператоров значение E можно определить по формуле, 1/К:

$$E = \frac{k}{\sum N} = \frac{k}{N_{nc} + N_{\varepsilon}} \quad (2.20)$$

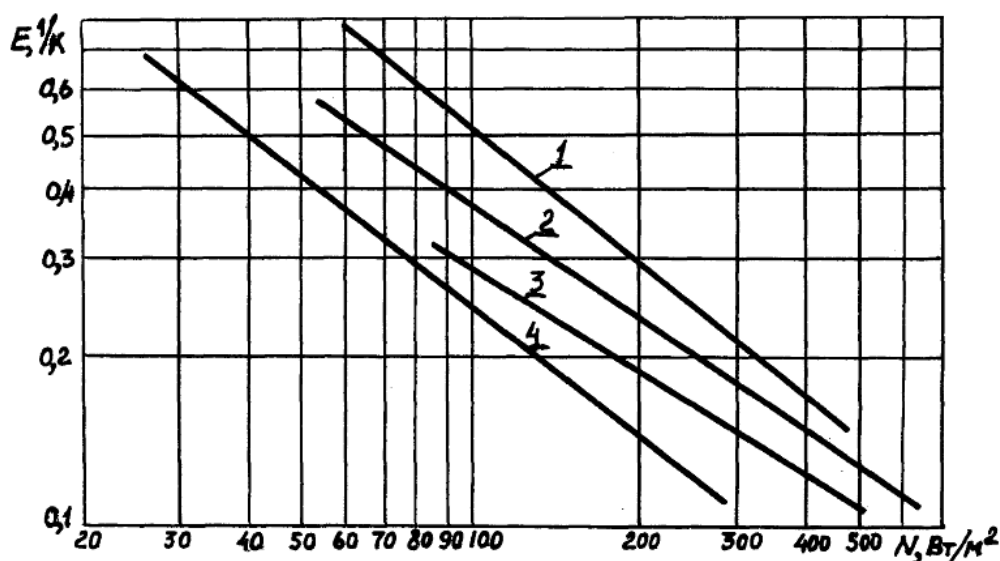
Удельные затраты энергии N_{nc} и N_{ε} определяются как, Вт/м²:

$$N = 0,1 \, \text{А} \Delta P W \frac{f}{F_{mn}} \quad (2.21)$$

В таблице 1 представлены расчетные данные по сравнению различных способов интенсификации теплообмена в рекуператорах. По данным таблицы на рисунках 17 и 18 построены графики сопоставления тепловой эффективности сравниваемых схем отвода теплоты по энергетическому коэффициенту и по коэффициентам теплоотдачи. Как видно из рисунка 17, при одинаковых затратах энергии на продвижение воздуха и продуктов сгорания энергетический коэффициент при струйном обтекании поверхности в 1,7...2,0 раза выше, чем при движении в канале с гладкими стенками и в 1,3...1,5 раз выше, чем в канале типа «диффузор-конфузор».

Из данных таблицы 1 (см. п. 5) можно сделать вывод о значительном снижении значений температур теплообменной поверхности при струйном обтекании: по сравнению с течением в канале с гладкими стенками в 1,3-2,2 раза; по сравнению с течением в канале типа «диффузор-конфузор» – в 1,2-1,4 раза, что говорит о большей теплоустойчивости поверхности теплообмена при струйном обтекании ее воздухом.

По графику зависимости коэффициента теплоотдачи к воздуху от удельных затрат энергии на перемещение теплоносителей, представленному на рисунке 18 и в таблице 1 можно сравнить объемные и весовые характеристики исследуемых схем отвода теплоты, т. е. в конечном итоге оценить компактность соответствующего рекуператора.



1 – теплообмен при струйном натекании воздуха; 2 – теплообмен в

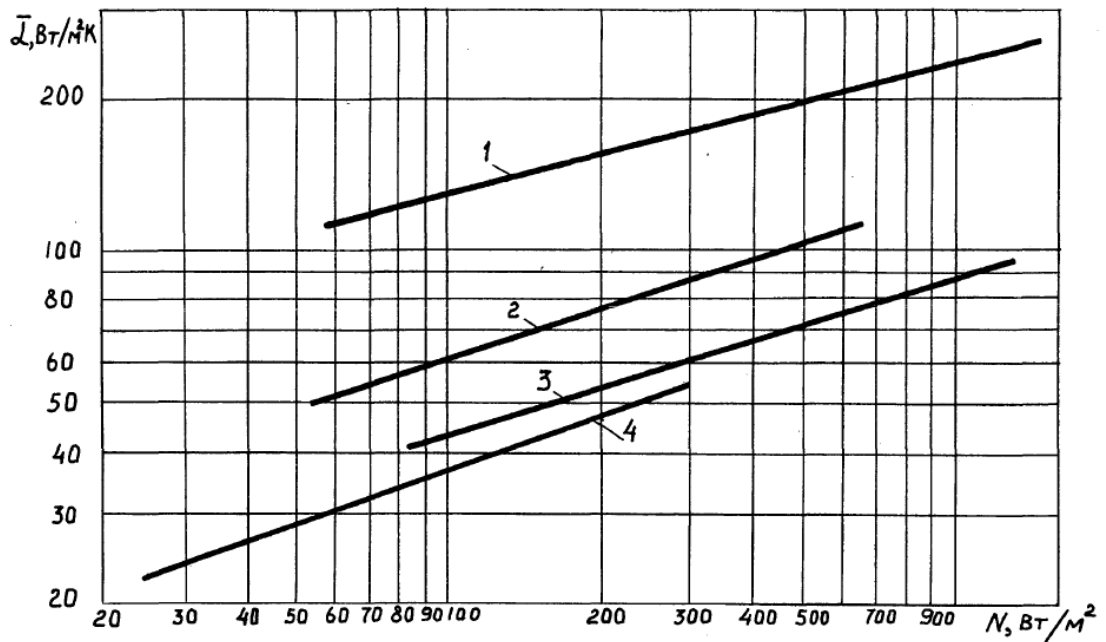
канале типа «диффузор-конфузор»; 3 – теплообмен в канале с оребренной стенкой; 4 – теплообмен в канале с гладкими стенками.

Рисунок 17 – Зависимость энергетического коэффициента E от затрат энергии на перемещение воздуха при различных схемах теплообмена

Таблица 1 – Сравнение различных методов интенсификации теплообмена

№ п/п	Наименование параметра	Гладкий канал			Канал с оребрением			Канал типа «диффузор- конфузор»			Система струй $A_f = 1,5 \%$		
		3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	Расход воздуха V_B , м ³ /ч	720	1440	2160	720	1440	2160	720	1440	2160	720	1440	2160
2	Средняя скорость воздуха в канале W , м/с	8	14	18	9	15	20	8	14	18	13*	27*	39*
3	Аэродинамическое сопротивление воздушного тракта ΔP , Па	80	240	410	270	950	1900	170	500	860	210	910	1900
4	Температура теплообменной поверхности $t_{\text{тп}}^{\text{ср}}$, °С	1020	980	960	950	800	600	900	750	560	780	530	400
5	Температура подогрева воздуха $t_B^{\text{к}}$, °С	300	200	100	300	200	100	300	200	100	300	200	100
6	Коэффициент теплоотдачи к воздуху $\bar{\alpha}$, Вт/(м ² ·К)	23	39	52	41	73	98	49	85	111	95	195	245
7	Коэффициент теплопередачи K , Вт/(м ² ·К)	18	26	32	27	38	44	30	42	46	38	57	61
8	Энергетический коэффициент E , 1/К	0,72	0,19	0,11	0,3 2	0,07	0,03	0,5 1	0,18	0,07	0,9 6	0,18	0,06
9	Удельные затраты энергии на перемещение теплоносителя N , Вт/м ²	25	132	288	83	524	1378	53	245	600	40	320	1089

* Скорость истечения воздуха из отверстий



1 – струйное натекание воздуха; 2 – канал типа «диффузор-конфузор»;
3 – канал с оребренной стенкой; 4 – канал с гладкими стенками

Рисунок 18 – Зависимость среднего коэффициента теплоотдачи $\bar{\alpha}$ от затрат энергии на перемещение воздуха

При условии, что $Q_s = idem$ можно определить соотношение поверхностей нагрева как

$$F_i \alpha_i \Delta t_i = F_k \alpha_k \Delta t_k, \quad (2.22)$$

$$F_i / F_k = \frac{\alpha_k \Delta t_k}{\alpha_i \Delta t_i}. \quad (2.23)$$

При условии $N = idem$ определяется соотношение $\frac{\alpha_i}{\alpha_k}$. Тогда

$$F_i / F_k = \frac{1}{\psi_i} \frac{\Delta t_k}{\Delta t_i}. \quad (2.24)$$

В рассмотренных выше случаях, когда перепады температур равны, т.е. $\Delta t_i = \Delta t_k$ при сравнении величины поверхностей теплообмена при обтекании струями и при движении в канале имеем: $F_{mn(стр)} = (0,37 \dots 0,39) F_{mn(кан)}$, т.е. для нагревания одинакового количества воздуха до одной и той же температуры при струйном теплообмене требуется поверхность в 2...3 раза меньшая. Аналогично при струйном обтекании требуется поверхность

в 1,3...1,5 раз меньшая, чем в случае течения воздуха в канале типа «диффузор–конфузор» при равном подогреве воздуха. Возможность уменьшения необходимой поверхности теплообмена рекуператоров, а следовательно, и расхода материалов на их изготовление, является весьма важной характеристикой в условиях острого дефицита хромоникелевых сталей. Таким образом, использование принципа струйного натекания воздуха на теплообменную поверхность может значительно повысить эффективность промышленных рекуператоров. При этом возникает необходимость в исследованиях по оптимизации струйных систем в рекуператорах и наличии надежной инженерной методики расчета рекуператоров струйного типа.

2.3 Выводы по главе 2

1. На основе принятой методики расчета передачи теплоты в рекуператорах проведен анализ изменения температуры дымовых газов и воздуха на поверхности разделительной стенки рекуператора при противоточном и прямоточном движении дымовых газов и нагреваемого воздуха.
2. Показано, что наиболее эффективным способом увеличения интенсивности теплообмена в рекуператорах является применение ударного обтекания теплообменных поверхностей системой нормально натекающих осесимметричных струй, обеспечивающее при оптимальных условиях возрастание интенсивности теплообмена в 2...4 раза по сравнению с параллельным движением теплообменивающихся сред.
3. Показано, что задача интенсификации конвективного теплообмена в промышленных рекуператорах должна рассматриваться совместно с вопросом о затратах энергии на перемещение теплообменивающихся сред.
4. Проведен сравнительный анализ различных схем интенсификации теплообмена (отвода теплоты от теплообменной поверхности) в каналах различного типа: с гладкими стенками; прерывистыми ребрами; «диффузор–конфузор»; струйном натекании воздуха.
5. Установлено, что:

– увеличение конвективной составляющей в теплоотдаче от продуктов сгорания связано с увеличением скорости движения последних и ограничено ростом аэродинамического сопротивления дымового тракта. Лучистая составляющая теплоотдачи определяется температурой и степенью черноты продуктов сгорания и излучающих поверхностей;

– наиболее эффективным способом увеличения интенсивности теплообмена в рекуператорах является применение ударного обтекания теплообменных поверхностей системой нормально натекающих осесимметричных струй, обеспечивающее при оптимальных условиях возрастание интенсивности теплообмена в 2...4 раза по сравнению с параллельным движением теплообменивающихся сред;

– при одинаковых затратах энергии на продвижение воздуха и продуктов сгорания энергетический коэффициент при струйном обтекании поверхности в 1,7...2,0 раза выше, чем при движении в канале с гладкими стенками и в 1,3...1,5 раз выше, чем в канале типа «диффузор–конфузор»;

– имеет место значительное снижение значений температур теплообменной поверхности при струйном обтекании: по сравнению с течением в канале с гладкими стенками в 1,3-2,2 раза; по сравнению с течением в канале типа «диффузор-конфузор» – в 1,2-1,4 раза.

6. Показано, что использование принципа струйного натекания воздуха на теплообменную поверхность дает возможность повысить эффективность теплообмена и уменьшить соответственно необходимую поверхность теплообмена, и, следовательно, расхода материалов на их изготовление промышленных рекуператоров.

3 Разработка конструкции промышленной печи с встроенным блочным рекуператором

3.1 Блочный принцип конструирования струйного рекуператора в промышленной печи

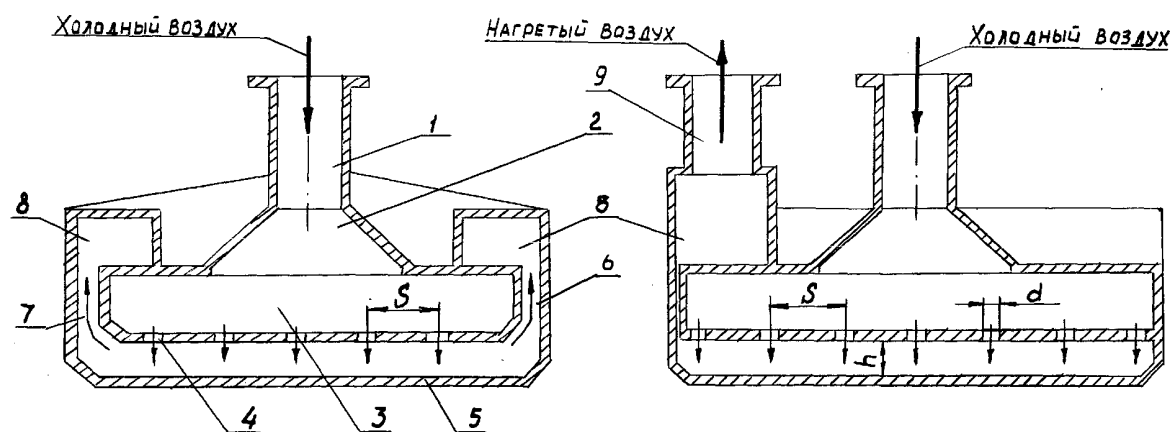
Блочный рекуператор состоит из отдельных модулей, которые устанавливаются в дымовом канале печи, образуя одну из его стенок. Такая схема установки позволяет увеличить теплоотдачу от продуктов сгорания к теплообменной поверхности, так как в теплообмене участвует косвенный излучатель – кладка дымового канала.

На рисунке 19 представлена схема модуля струйного рекуператора. Холодный воздух через подводящий патрубок 1 и диффузор 2 поступает в успокоительную камеру 3, откуда через отверстия 4 натекает отдельными струями на теплообменную поверхность, нагревается и отводится через щели 6 и 7 в П-образный воздухоотборник 8 и через отводящий патрубок 9 выходит из рекуператора.

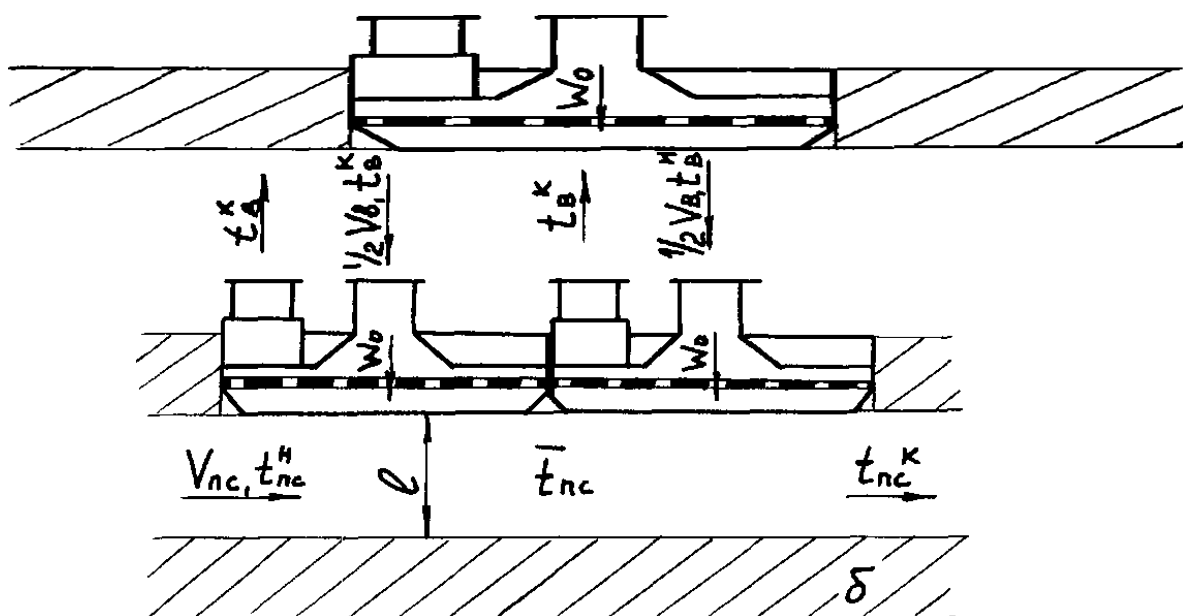
На рисунках 20 и 21 представлены возможные схемы соединения струйных модулей и установки их на промышленных печах. Схема установки выбирается в зависимости от конструкции печи и реализуемого в ней технологического процесса.

Принцип конструирования рекуператора на блочной основе позволяет по известным характеристикам одного блока проектировать рекуператоры требуемой производительности, облегчает монтажные и ремонтные работы на промышленной печи.

При выборе геометрических размеров поверхности нагрева модуля следует исходить из размеров дымовых каналов промышленных печей. При этом величина расхода воздуха на один блок должна определяться на основании полученного соотношения между оптимальным расходом воздуха и величиной теплообменной поверхности.

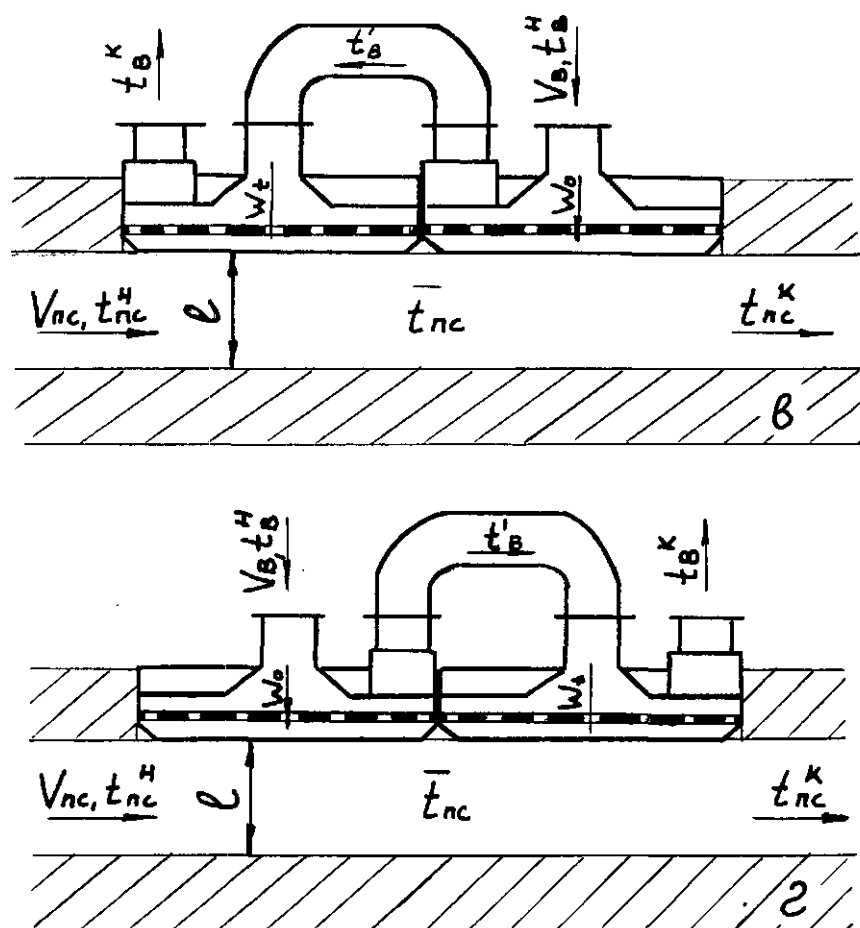


1 – подводящий патрубок; 2 – диффузор; 3 – успокоительная камера;
4 – отверстия; 5 – теплообменная поверхность; 6 и 7 – щели для отвода
воздуха; 8 – u-образный воздухохоборник; 9 – I отводящий патрубок
Рисунок 19 – Схема модуля струйного рекуператор



а – отдельно установленный блок; б – параллельное соединение
двух модулей

Рисунок 20 – Схема соединения струйных модулей при установке их в дымовых
каналах промышленных печей



в – последовательное соединение по типу «противоток»; г – последовательное
соединение по типу «прямоток»

Рисунок 21 – Схемы соединения струйных модулей при установке их
в дымовых каналах промышленных печей

Расчеты показывают, что диапазон характеристик модулей струйных
рекуператоров для стандартных нагревательных и термических промышленных
печей должен иметь следующие значения:

– габаритные размеры, м: длина 0,46...1,4; ширина 0,46...0,7; высота
0,3...0,4;

– площадь теплообменной поверхности, м²: 0,2...1,0;

– расход воздуха, м³/с: 0,025...0,25;

– общий вес модуля, кг: 30...130.

Отметим, что канал, подводящий воздух к перфорированной пластине,
должен обеспечивать:

– минимальное аэродинамическое сопротивление;

– равномерное поле скоростей истечения воздуха из отверстий;

– компактность и технологичность конструкции струйного модуля.

Наиболее рациональным для разрабатываемой блочной конструкции струйного рекуператора можно считать выполнение подводящего канала в виде ступенчатого диффузора с подводящим патрубком круглого сечения. При этом потери давления и неравномерность поля скоростей могут быть значительно уменьшены, если переход из узкого сечения в широкое выполнить в виде короткого диффузора с углом расширения примерно 25° .

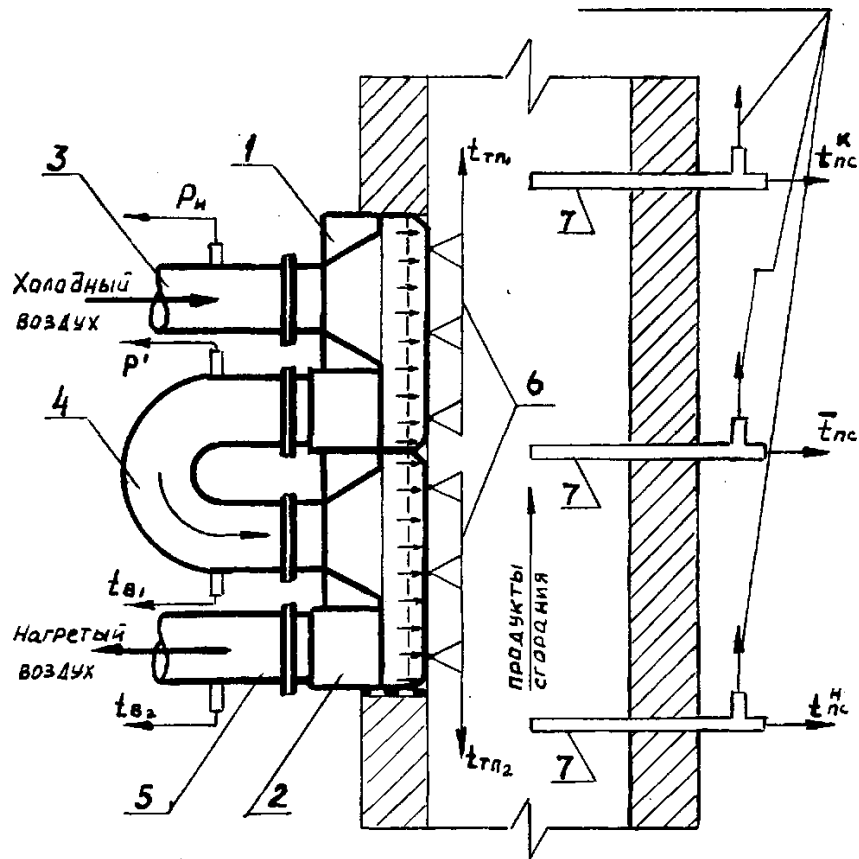
Общее аэродинамическое сопротивление модуля струйного рекуператора определяется в основном сопротивлением, создаваемым перфорированной пластиной и, следовательно, не зависит от температуры подогрева воздуха в этом модуле, так как через перфорированную пластину проходит воздух с первоначальными параметрами.

Можно объяснить механизм выравнивающего действия перфорированной пластины следующим образом. Поток с вытянутым профилем скоростей, набегая на равномерно распределенное сопротивление, в данном случае перфорированную пластину, начинает растекаться по ней под действием возникающего поперечного градиента давления из области с большими скоростями в область с меньшими скоростями, т. е. от центра к периферии. Это приводит к выравниванию скоростей вдоль поперечного сечения канала.

Пример схемы установки струйных модулей в дымовом канале промышленной печи показан на рисунке 22. В этих модулях воздух подавался по противоточной схеме по отношению к движению продуктов сгорания. Поперечное сечение дымового канала имеет размеры $0,7 \times 0,8$ м.

3.2 Расчет блочных рекуператоров

Блочный рекуператор относится к рекуператорам радиационного типа и предназначен для работы при температурах продуктов сгорания выше 800 °С.



1, 2 – соответственно, первый и второй по ходу воздуха модули;
3, 4, 5 – соответственно, подводящий, соединительный и отводящий патрубки; 6 – место установки термопары для замеров температур теплообменной поверхности; 7 – место установки отсасывающие термопары

Рисунок 22 – Схема двух последовательно соединенных струйных блоков

Для расчета излучения объема продуктов сгорания и ограничивающей его кладки дымового канала на поверхность нагрева струйного рекуператора используется известная формула для определения падающего теплового потока от продуктов сгорания на 1 м² нагреваемой поверхности при участии кладки:

$$q_{\text{п}} = \varepsilon_{\text{пр}} \sigma_0 (T_{\text{пс}}/100)^4, \quad (3.1)$$

где $\varepsilon_{\text{пр}}$ – приведенный коэффициент излучения от продуктов сгорания на теплообменную поверхность рекуператора с учетом излучения кладки стен дымового канала.

В формуле (3.1) выражение для определения $\epsilon_{\text{пр}}$ получено для случая равномерной по объему температуры продуктов сгорания и имеет следующий вид:

$$\epsilon_{\text{пр}} = \epsilon_{\text{пс}} \epsilon_{\text{тп}} \frac{1 + \varphi_{\text{кл-тп}} (1 - \epsilon_{\text{пс}})}{\varphi_{\text{кл-тп}} (1 - \epsilon_{\text{пс}}) [\epsilon_{\text{тп}} + \epsilon_{\text{пс}} (1 - \epsilon_{\text{тп}})] + \epsilon_{\text{пс}}} . \quad (3.2)$$

Степень черноты теплообменной поверхности рекуператора принимаем равной $\epsilon_{\text{тп}} = 0,85$ как окисленной нержавеющей стали.

Расчет теплоотдачи от продуктов сгорания к теплообменной поверхности непосредственно связан с конвективным и лучистым теплообменом в рекуператоре. В процессе теплообмена температура продуктов сгорания изменяется от $t_{\text{пс}}^{\text{н}}$ до рекуператора до $t_{\text{пс}}^{\text{к}}$ после него.

Величина среднего удельного падающего теплового потока вычисляется при средней температуре продуктов сгорания, которая определяется путем арифметического усреднения:

$$\overline{t_{\text{пс}}} = 0,5(t_{\text{пс}}^{\text{н}} + t_{\text{пс}}^{\text{к}}) . \quad (3.3)$$

Конечная температура продуктов сгорания зависит от температуры подогрева воздуха и определяется из уравнения теплового баланса:

$$\Delta Q_{\text{пс}} = Q_{\text{в}}, \quad (3.4)$$

откуда

$$t_{\text{пс}}^{\text{к}} = \frac{V_{\text{пс}} c_{\text{пс}}^{\text{н}} t_{\text{пс}}^{\text{н}} - V_{\text{в}} c_{\text{в}}^{\text{к}} t_{\text{в}}^{\text{к}}}{V_{\text{пс}} c_{\text{пс}}^{\text{к}}} . \quad (3.5)$$

Объем продуктов сгорания $V_{\text{пс}}$ определяется из расчета горения топлива (например, природного газа) с учетом коэффициента избытка воздуха и степени разбавления продуктов сгорания атмосферным воздухом. Состав продуктов сгорания характеризуется величиной коэффициента избытка воздуха $\alpha_{\text{в}}$, который в данном случае определяется по составу продуктов сгорания перед струйным рекуператором.

При расчете углового коэффициента излучения кладки канала на теплообменную поверхность модулей рекуператора и величины эффективной толщины слоя продуктов сгорания, ширина канала принимается равной ширине струйного модуля, а длина – длине струйного модуля.

Таким образом, глубина дымового канала l в данном случае является величиной, характеризующей геометрию канала.

Отметим, что многообразие вариантов компоновки струйных модулей (рисунки 20, 21) и размещения их в каналах с различной геометрией, различным составом и температурой продуктов сгорания усложняет расчет рекуператоров и требует больших затрат времени на выбор приемлемого варианта. При этом принцип расчета последовательного соединения модулей аналогичен расчету одного модуля и расчету параллельного соединения модулей. Отличие состоит в том, что в случае соединения по схеме «противоток» температура продуктов сгорания перед первым по ходу воздуха модулем также определяется методом последовательных приближений.

Расчетный анализ показал, что применять установку одного модуля или параллельного соединения модулей целесообразно при значениях среднего удельного падающего теплового потока $50 \leq q_n \leq 140 \text{ Вт/м}^2$ (желательно с последующей утилизацией тепла продуктов сгорания в конвективном рекуператоре), а последовательное соединение целесообразно применять при $20 \leq q_n \leq 100 \text{ Вт/м}^2$.

Выбор той или иной схемы соединения определяется также и конкретными конструктивными особенностями печи (размещение существующих коммуникаций, удобство разводки воздухопроводов и т.п.).

С использованием приведенной методики можно проводить как конструкторский, так и поверочный расчеты.

Целью конструкторского расчета является определение поверхности нагрева струйного рекуператора, количества и схемы соединения модулей, а также геометрии дымового канала, т.е. условий, требуемых для обеспечения заданной температуры подогрева данного количества воздуха.

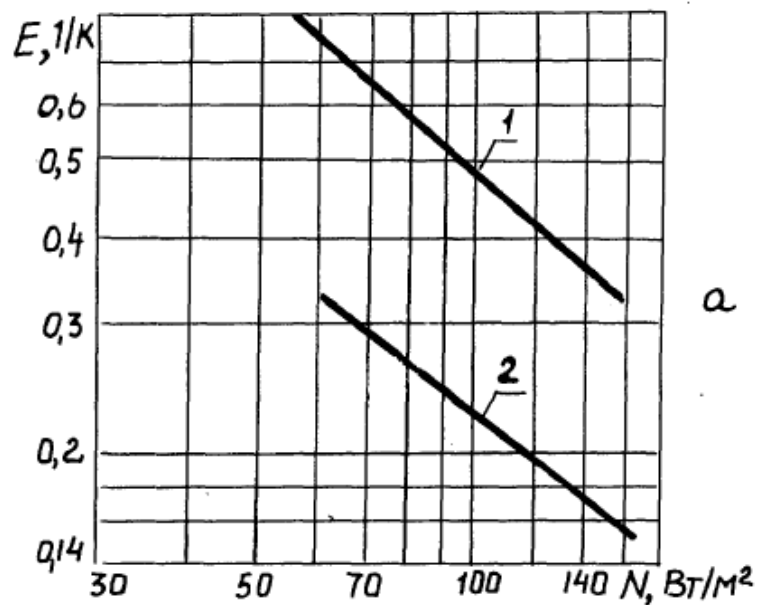
При установке рекуператоров на действующих печах производится поверочный расчет, заключающийся в выборе схемы установки модулей

в канале и в определении по соответствующим номограммам температур подогрева воздуха и теплообменной поверхности, а также аэродинамического сопротивления рекуператора. При поверочном расчете заданы геометрические размеры дымового канала, а также режимные условия работы рекуператора (V_v) и печи в целом ($\alpha_v, T_{пс}^n$). Кроме того, обычно ограничивается площадь, отводимая для установки рекуператоров, и величина аэродинамического сопротивления (по существующим воздухоподушевым средствам).

3.3 Сравнительная оценка эффективности работы рекуператора

Проведено сравнение теплотехнических показателей работы действующих промышленных конструкций рекуператоров и предложенного блочного струйного рекуператора. Для сопоставления тепловой эффективности радиационных рекуператоров построены зависимости энергетического коэффициента от удельных затрат энергии на перемещение воздуха, представленные на рисунке 21. Данные для расчета E щелевого цилиндрического рекуператора с односторонним обогревом и щелевого рекуператора с двойной циркуляцией воздуха и односторонним обогревом взяты из работ Б.П. Тебенькова [33], а радиационно-конвективного рекуператора - из работы П.Ш. Каплунова и др. [19]. Сравнение проведено при одинаковых температурных условиях воздуха и продуктов сгорания, а также при равных расходах нагреваемого воздуха.

Сравнивая тепловую эффективность рекуператоров по зависимостям, приведенным на рисунках 23 и 24 можно заключить, что при одинаковых значениях затрат энергии на перемещение воздуха блочные струйные рекуператоры в 2,0...2,7 раза эффективнее рассмотренных конструкций радиационных рекуператоров. Кроме того, как видно из данных, приведенных на рис. 3.5 и 3.6, для подогрева равного количества воздуха до одинаковой температуры в блочном струйном рекуператоре требуется площадь поверхности нагрева в 2,2...3,4 раза меньшая, чем у сравниваемых рекуператоров.



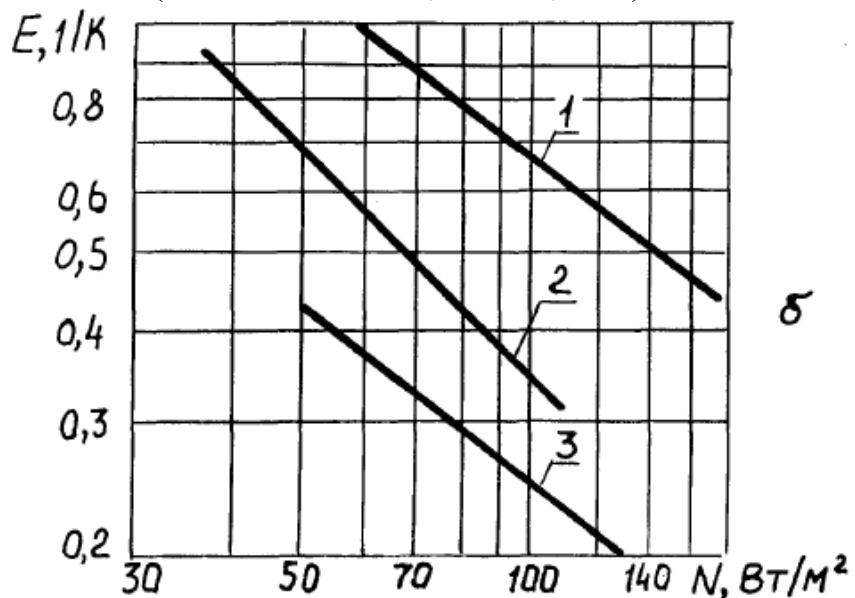
1 – блочный струйный рекуператор ($t_b^k = 350 \dots 400 \text{ }^\circ\text{C}$; $F_{\text{тп}} = 1,96 \text{ м}^2$);

2 – радиационный щелевой с односторонним обогревом

Рисунок 23 – Зависимость энергетического коэффициента E от удельных затрат

энергии на перемещение воздуха ($t_{\text{пс}}^h \approx 1100 \text{ }^\circ\text{C}$; $500 \leq V_b \leq 700 \text{ м}^3/\text{ч}$)

($t_b^k = 350 \dots 390 \text{ }^\circ\text{C}$; $F_{\text{тп}} = 4,3 \text{ м}^2$)



1 – блочный струйный рекуператор ($t_b^k = 500 \dots 550 \text{ }^\circ\text{C}$; $F_{\text{тп}} = 1,96 \text{ м}^2$);

2 – радиационный щелевой рекуператор с двойной циркуляцией воздуха и односторонним обогревом ($t_b^k = 450 \dots 550 \text{ }^\circ\text{C}$; $F_{\text{тп}} = 5,0 \text{ м}^2$);

3 – радиационно-конвективный рекуператор ($t_b^k = 400 \dots 550 \text{ }^\circ\text{C}$; $F_{\text{тп}} = 6,6 \text{ м}^2$)

Рисунок 24 – Зависимость энергетического коэффициента E от удельных затрат

энергии на перемещение воздуха ($t_{\text{пс}}^h \approx 1100 \text{ }^\circ\text{C}$; $500 \leq V_b \leq 700 \text{ м}^3/\text{ч}$):

Об эффективности теплообмена, компактности и экономичности конструкции рекуператоров можно судить и по таким показателям, как удельный усвоенный тепловой поток с 1 м² теплообменной поверхности или 1 кг жаростойкой стали, затраченной на изготовление рекуператора.

Расчеты показывают, что в блочном струйном рекуператоре с 1 м² теплообменной поверхности усваивается в среднем в 1,3 раза больше теплоты, чем в рассматриваемых рекуператорах. Вследствие того, что интенсивность теплоотдачи при струйном обтекании поверхности воздухом выше, чем при продольном обтекании, температура теплообменной поверхности струйного рекуператора ниже, чем у других рекуператоров при равном подогреве воздуха. Это обстоятельство обуславливает повышенную теплоустойчивость струйных рекуператоров и возможность их эксплуатации при высоких (1200-1400 °С) температурах продуктов сгорания. В струйном рекуператоре практически только поверхность теплообмена, непосредственно подвергающаяся воздействию, высоких температур, выполняется из жаростойкой стали в отличие от других конструкций радиационных рекуператоров, которые обычно полностью выполняются из жаростойкой стали. Это позволяет, как следует из данных рис. 3.5 и 3.6 в 2...3 раза снизить расход дорогостоящей жаростойкой стали по сравнению, например, с радиационным щелевым рекуператором той же производительности.

3.4 Выводы по главе 3

1. Предложена конструкция рекуператора с оптимальными геометрическими характеристиками струйной системы. В основу конструктивного решения рекуператора положен блочный принцип, позволяющий собирать рекуператоры требуемой производительности для широкого класса промышленных печей.

2. Разработана методика расчета блочных струйных рекуператоров, позволяющая рассчитать основные теплотехнические показатели работы

блочных струйных рекуператоров при различных условиях на стороне продуктов сгорания и различных схемах соединения струйных блоков.

3. Сравнение эффективности работы некоторых наиболее распространенных конструкций радиационных рекуператоров и блочных струйных рекуператоров показало, что при равных значениях удельных затрат энергии и одинаковых условиях на стороне воздуха и продуктов сгорания струйные рекуператоры в 2...2,7 раза эффективнее.

4. Высокая интенсивность теплообмена в сочетании с блочным принципом конструктивного решения струйных рекуператоров, позволяют в 2...3 раза снизить расход жаростойкой стали на их изготовление по сравнению с другими конструкциями радиационных рекуператоров при одинаковой производительности и подогреве воздуха.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Эффективным способом снижения расхода топлива в промышленных печах является подогрев воздуха в металлических рекуператорах за счет утилизации теплоты отходящих продуктов сгорания. Поэтому большое внимание уделяется интенсификации процессов теплообмена в рекуператорах, созданию новых более экономичных и менее металлоемких конструкций.

Целью магистерской диссертации являлось создание эффективной конструкции рекуператора в промышленных печах со струйным натеканием воздуха на теплообменную поверхность.

Получены следующие результаты научно-исследовательской работы.

1. Рассмотрены существующие способы использования вторичных энергетических ресурсов (ВЭР). Показана технико-экономическая эффективность использования ВЭР в промышленных теплотехнологических установках различного назначения. Проведен сравнительный анализ эффективности различных способов высокотемпературного подогрева воздуха в промышленных печах.
2. Приведены современные конструкции металлических рекуператоров, применяемых в промышленных нагревательных и термических печах, позволяющие повысить технико-экономическую эффективность их работы путем интенсификации процессов передачи теплоты между теплоносителем и тепловоспринимающими элементами.
3. Показана необходимость в разработке конструктивных схем рекуператоров, которые, наряду с теплоэнергетической эффективностью, позволяют повысить такие технико-экономические показатели, как компактность и технологичность изготовления, затраты энергии на перемещение воздуха и продуктов сгорания, расход жаростойких сталей на изготовление, необходимость установки на печи дополнительного оборудования, повышающего эффективность процессов теплообмена и аэродинамики.
4. Проведен сравнительный анализ различных методов интенсификации конвективного теплообмена на воздушной стороне рекуператоров. Показана

целесообразность применения струйного натекания воздуха на теплообменную поверхность для интенсификации процессов теплопередачи в промышленных рекуператорах.

5. Проведен расчетный анализ изменения температуры дымовых газов и воздуха на поверхности разделительной стенки рекуператора при противоточном и прямоточном движении дымовых газов и нагреваемого воздуха.
6. Проведен сравнительный анализ различных схем интенсификации теплообмена (отвода теплоты от теплообменной поверхности) в каналах различного типа: с гладкими стенками; прерывистыми ребрами; «диффузор–конфузор»; струйном натекании воздуха. Установлено, что:

- увеличение конвективной составляющей в теплоотдаче от продуктов сгорания связано с увеличением скорости движения последних и ограничено ростом аэродинамического сопротивления дымового тракта. Лучистая составляющая теплоотдачи определяется температурой и степенью черноты продуктов сгорания и излучающих поверхностей;

- наиболее эффективным способом увеличения интенсивности теплообмена в рекуператорах является применение ударного обтекания теплообменных поверхностей системой нормально натекающих осесимметричных струй, обеспечивающее при оптимальных условиях возрастание интенсивности теплообмена в 2...4 раза по сравнению с параллельным движением теплообменивающихся сред;

- при одинаковых затратах энергии на продвижение воздуха и продуктов сгорания энергетический коэффициент при струйном обтекании поверхности в 1,7...2,0 раза выше, чем при движении в канале с гладкими стенками и в 1,3...1,5 раз выше, чем в канале типа «диффузор-конфузор»;

- имеет место значительное снижение значений температур теплообменной поверхности при струйном обтекании: по сравнению с течением в канале с гладкими стенками в 1,3...2,2 раза; по сравнению с течением в канале типа «диффузор-конфузор» – в 1,2...1,4 раза.

7. Показано, что использование принципа струйного натекания воздуха на теплообменную поверхность дает возможность повысить эффективность

теплообмена и уменьшить соответственно необходимую поверхность теплообмена, и, следовательно, расхода материалов на их изготовление промышленных рекуператоров. Так, повышение интенсивности теплообмена, в сочетании с блочным принципом конструктивного решения струйных рекуператоров, позволяют в 2...3 раза снизить расход жаростойкой стали на их изготовление по сравнению с другими конструкциями радиационных рекуператоров при одинаковой производительности и подогреве воздуха.

8. Предложена конструкция рекуператора с оптимальными геометрическими характеристиками струйной системы, в основу которой положен блочный принцип, позволяющий собирать рекуператоры требуемой производительности для широкого класса промышленных печей.
9. Сравнение работы некоторых наиболее распространенных конструкций радиационных рекуператоров показало, что при равных значениях удельных затрат энергии и одинаковых условиях на стороне воздуха и продуктов сгорания блочные струйные рекуператоры оказались энергоэффективнее в 2...2,7 раза.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Абрамович Г.Н. Теория турбулентных струй. – М.: Физматгиз, 1960. – 224 с. с ил.
2. Андреев А.А., Дахно В.Н., Савин В.К., Юдаев Б.Н. Исследование теплообмена в области градиентного течения при натекании плоской турбулентной струи на пластину, расположенную нормально к потоку. – М, 1970. – Т.18. – № 4. – С. 631-637.
3. Антуфьев В.М., Белецкий Г.С. Теплопередача и аэродинамическое сопротивление трубчатых поверхностей в поперечном потоке. – М.: Машгиз, 1948. – 178 с.
4. Антуфьев В.М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева. – Л.: Энергия, 1966. – 180 с.
5. Антуфьев В.М. и др. Теплообменные аппараты из профильных листов. – Л.: Энергия, 1972. – 128 с. ил.
6. Аптерман В.Н., Голосман Х.М., Еринов А.Е. и др. Исследования конвективного теплообмена при струйном охлаждении стальной ленты / Сталь, 1966. – № 5. – С. 472-475.
7. Бадер В.И., Васанова Л.К., Сыромятников Н.И. Исследование аэродинамики и теплоотдачи пластины на многоструйной газовой подушке / Изв. вузов: Энергетика, 1977. – № 3. – С. 85-90.
8. Вольфстейн И. Некоторые решения задачи о плоской турбулентной струе, падающей на твердую поверхность: Теоретические основы инженерных расчетов. – М.: Мир, 1970. – № 4. – С. 214-216.
9. Гардон Р., Акфират Д. Характеристики теплопередачи при ударе двумерных воздушных струй / Теплопередача. – М.: Мир, 1966. – № I. – С. 110-118.
10. Гухман А.А., Кирпиков В.А., Гутарев В.В., Цирельман Н.М. Исследование теплообмена и гидродинамического сопротивления при турбулентном течении газа в поле продольного знакопеременного градиента давления / ИМ, 1969. – Т. 33. – № 4. – С. 581-591.
11. Дыбан Е.П., Мазур А.И. Конвективный теплообмен при струйном обтекании тел. – Киев: Наукова думка, 1982. – 302 с.

12. Еринов А.Е. Экономия топливно-энергетических ресурсов в нагревательных и термических печах металлопрокатного производства. – Киев: РДЭНГП, 1981. – 21 с..
13. Еринов А.Е., Кононко В.П., Сезоненко Б.Д. и др. Печи прямого нагрева для производства тарного стекла / Стекло и керамика, 1974. – № I. – С. 15-17.
14. Еринов А.Е., Сезоненко Б.Д., Скотникова Т.В. и др. Воздухоподогреватель. А.С. 964356 СССР. – Оpubл. в Б.И., 1982. – № 37.
15. Жилкин Б.П., Сыромятников Н.И. Исследование влияния некоторых параметров на интенсивность струйного теплообмена / Тр. Уральского политехнического института. – Свердловск, 1974. – № 227. – С. 197-199.
16. Жилкин Б.П., Сыромятников Н.И. Исследование гидродинамических условий струйного теплообмена / ИФЖ, 1977. – Т. 33. – № 2. – С. 210-213.
17. Идельчик И.Е. Аэрогидродинамика технологических аппаратов. – М.: Машиностроение, 1983. – 351 с. ил.
18. Идельчик И.Е. Некоторые вопросы аэродинамики электрофильтров и других технологических аппаратов / Теплоэнергетика, 1983. – № 4. – С. 35-39.
19. Каплунов П.Ф., Еринов А.Е., Григорьев В.Н. Радиационно-конвективный рекуператор для высокотемпературных печей / Сталь, 1972. – № 9 – С. 853-854.
20. Кирпиков В.А., Архипов Ю.А. Исследование каналов пластинчатого теплообменника с поверхностями типа «диффузор-конфузор» / Теплоэнергетика, 1982. – № 5. – С. 56-59.
21. Кирпичев М.В. О наивыгоднейшей форме поверхности нагрева / Изв. ЭНИН им. Г.М.Кржижановского, 1944. – Т. 12. – 170 с.
22. Крейнин Е.В., Шагинян И.Э. Рекуператор, основанный на струйном теплообмене / Кузнечно-штамповочное производство, 1978. – № I. – С. 10-13.
23. Крейнин Е.В., Шагинян И.Э. Печные рекуператоры как средства повышения эффективности использования природного газа (научн.-техн. обзор). – М.: ВНИИЭгазпром, 1978. – Вып. 6. – 46 с.
24. Медиокритский Е.Л., Корочкин Е.И., Сергеев Г.Д. и др. Радиационный рекуператор на реконструированной кузнечной печи / Кузнечно-штамповочное производство, 1968. – № 5. – С. 41-44.

25. Медиокритский Е.Л. Экономия природного газа при применении современных рекуператоров / Обз. инф. ВНИИЭгазпрома, сер.: Использование газа в народном хозяйстве, 1981. – Вып. 8. – С. 1-51.
26. Миткалинный В.И., Манукян Б.А., Клевцов А.Г. Исследование свойств «газовой подушки», образованной круглыми струями / Изв. вузов: Черная металлургия, 1974. – № 3. – С. 83-86.
27. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. – М.: Энергия, 1973. – 319 с ил.
28. Ройзен Л.И., Дулькин И.Н. Тепловой расчет ребренных поверхностей. – М.: Энергия, 1977. – 252 с. ил.
29. Сезоненко Б.Д., Еринов А.Е., Полетаев Я.Б. Вопросы утилизации тепла отходящих газов высокотемпературных промышленных печей / Кн.: Эффективность применения в народном хозяйстве природного газа как котельно-печного топлива // Матер. конф. – М.: изд. МДНТП, 1972. – С. 32-40.
30. Сезоненко Б.Д., Еринов А.Е., Частухин И.В. Исследование радиационных и комбинированных рекуператоров и внедрение их на машиностроительных заводах / Кн.: Прогрессивная технология и оборудование для нагрева под штамповку. – М.: изд. МДНТП, 1976. – С. 80-86.
31. Справочник конструктора печей прокатного производства / Под ред. В.М. Тымчака. – М.: Металлургия, 1969. – Т. I. – 576 с.
32. Тайц Н.Ю. Технология нагрева стали. – М.: Metallurgizdat, 1962. – 567 с.
33. Тебеньков Б.П. Рекуператоры для промышленных печей. – М.: Металлургия, 1975. – 294 с. ил.
34. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. – М.: Наука, 1974. – 712 с.
35. Юдаев Б.Н. Теплопередача. – М.: Высшая школа, 1973. – 360 с.
36. Юдаев Б.Н., Михайлов М.С., Савин В.К. Теплообмен при взаимодействии струй с преградами. – М.: Машиностроение, 1977. – 243 с.

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический


институт

Теплотехники и гидрогазодинамики

кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой


подпись

В.А. Кулагин
инициалы, фамилия

« _____ » _____ 20 ____ г.

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

«Разработка эффективной конструкции
теплоутилизационного оборудования»

тема

13.04.01 – Теплоэнергетика и теплотехника

код и наименование направления

13.04.01.01 – Энергетика теплотехнологии

код и наименование магистерской программы

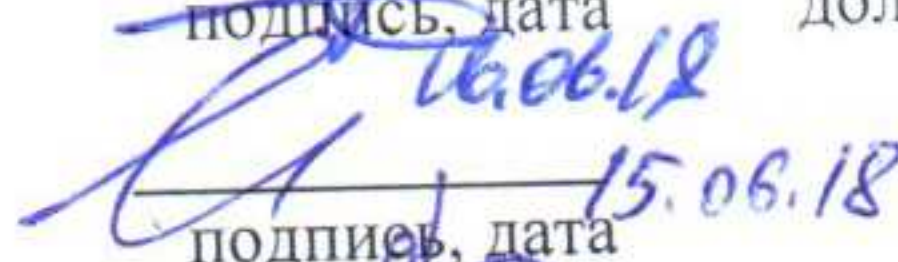
Научный руководитель


подпись, дата

профессор, д-р техн. наук
должность, ученая степень

А.П. Скуратов
инициалы, фамилия

Выпускник


подпись, дата

Е.Н. Нарчуганов
инициалы, фамилия

Рецензент


подпись, дата

профессор, д-р техн. наук
должность, ученая степень

Ю.Л. Липовка
инициалы, фамилия

Красноярск 2018